

Colector de energía solar para transmitir energía mecánica a una bomba a través de un motor

Stirling

Yhoseph Alexander Zambrano Florez

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Julian Ernesto Jaramillo Ibarra

PhD. Ingeniería Térmica

Codirector

Luis Fernando Garcia Rodriguez

PhD. Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2024

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	12
1. Objetivos	13
1.1 Objetivo general	13
1.2 Objetivos específicos	13
2. Marco referencial	14
2.1 Marco teórico	14
2.1.1 Colectores de energía solar	15
2.1.1.1 Reflector lineal Fresnel (LFR)	15
2.1.1.2 Colector de plato parabólico (PDC).....	15
2.1.2 Motor Stirling.....	16
2.1.2.1 Funcionamiento y eficiencia	16
2.1.2.2 Integración con colectores solares	17
2.1.3 Transmisión de energía mecánica a una bomba	17
2.1.3.1 Conversión de energía y almacenamiento	18
2.2 Estado del arte.....	18
3. Diseño del sistema de captación de calor para el motor Stirling	24
3.1 Componentes del colector solar	24
3.1.1 Concentrador solar de tipo parabólico	24
3.1.1.1 Dimensiones y Especificaciones.....	29
3.1.1.2 Distancia focal (f)	30
3.1.1.3 Ángulo del borde del plato (C)	31

3.1.1.4 Relación de concentración geométrica (C).....	32
3.1.2 Receptor	33
3.1.2.1 Tipo de receptor	33
3.1.3 Diseño del motor tipo Stirling.....	34
3.1.3.1 Área de la superficie cilíndrica	35
3.1.3.2 Número de motores en la planta	35
3.1.3.3 Eficiencia del motor Stirling.....	35
3.1.3.4 Relación de volumen del motor Stirling	35
3.1.3.5 Relación de compresión del motor Stirling	35
3.1.3.6 Presión del ciclo superior.....	36
3.1.3.7 Relación de presión.....	36
3.1.3.8 Eficiencia total de la planta.....	36
3.1.4 Modelo térmico.....	37
3.1.4.1 Balance de energía del receptor	37
3.1.4.2 Potencia que llega al receptor	37
3.1.4.3 Pérdida de calor por radiación	38
3.1.4.4 Pérdida de calor por convección.....	38
3.1.4.5 Coeficiente de transferencia de calor por radiación.....	38
3.1.4.6 Coeficiente de transferencia de calor por convección	38
3.2 Metodología para el dimensionamiento del colector solar	39
4. Diagrama QFD para selección de materiales.....	41
5. Dimensionamiento de un colector y motor Stirling para la alimentación de una bomba de 4 L/min.....	46

5.1 Selección de la bomba	47
5.1.1 Potencia hidráulica.....	47
5.1.2 NPSH disponible (NPSHA).....	47
5.2 Diseño del colector solar parabólico y del receptor.....	49
5.2.1 Caso Bucaramanga.....	49
5.2.2 Caso la Guajira.....	58
5.2.3 Selección del colector	64
5.2.4 Dimensionamiento base al diseño colector de condiciones de radiación y temperatura	67
5.2.4.1 Distancia focal (f)	70
5.2.4.2 Altura (h).....	71
5.2.4.3 Ángulo de apertura del receptor (.....	71
5.2.4.4 Ángulo de aceptación (.....	71
5.3 Selección del motor Stirling.....	72
5.4 Eficiencia global colector y motor Stirling.....	75
5.5 Sistema de transmisión motor Stirling.....	76
6. Identificación de los beneficios ambientales y energéticos del proyecto	80
6.1 Beneficios ambientales	80
6.1.1 Reducción de las emisiones de CO ₂	80
6.1.2 Minimización de la huella ecológica	81
6.1.3 Preservación de recursos naturales	81
6.2 Beneficios energéticos	82
6.2.1 Eficiencia energética.....	82
6.2.2 Autonomía energética	82

6.2.3 Potencial de escabilidad.....	83
6.3 Comparativa en costos	83
7. Conclusiones	85
8. Recomendaciones	86
Referencias Bibliográficas	88
Apéndices.....	92

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Materiales para reflectores solares.....	28
Tabla 2. Materiales y sus propiedades como factor de selección	43
Tabla 3. Clasificación fluidos de trabajo motor Stirling.....	44
Tabla 4. Evaluación por escala likert.....	45
Tabla 5. Evaluación likert para gases	45
Tabla 6. Resultados preliminares del receptor con una relación de concentración de $C = 1$	52
Tabla 7. Resultados colector solar y receptor a diferentes relaciones de concentración	56
Tabla 8. Dimensionamiento colector solar y pérdidas de calor con una relación de concentración de 10 para condiciones de Bucaramanga.....	57
Tabla 9. Resultados colector solar y receptor a diferentes relaciones de concentración para las condiciones del departamento de la Guajira.....	62
Tabla 10. Dimensionamiento colector solar y perdidas de calor con una relación de concentración de 10 para condiciones de la Guajira	64
Tabla 11. Matriz de selección del colector solar.....	65
Tabla 12. Altura y distancia focal en base a diversos ángulos de borde.....	68
Tabla 13. Matriz de selección para parámetros de distancia focal, altura, ángulo de apertura del receptor y ángulo de aceptación.....	70
Tabla 14. Revisión de literatura de motores Stirling que funcionan con helio y cumplen con los requerimientos de generación	73

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Esquema del diagrama del sistema hibrido CPT/STEG.....	19
Figura 2. Diseño de plato captador del sistema solar para un motor Stirling	21
Figura 3. Partes de un sistema de concentrador solar tipo parabólico	25
Figura 4. Segmentos de distancia focal y ángulo de apertura del receptor con punto de enfoque común.....	32
Figura 5. Metodología para el dimensionamiento del colector solar.....	40
Figura 6. Diagrama QFD para evaluación de parámetros de diseño	42
Figura 7. Grafica de Rendimiento de una bomba centrífuga A14e 575	48
Figura 8. Plataforma PVGIS, localización y selección de parámetros	49
Figura 9. Mediciones de irradiación solar mensual en Bucaramanga para el año 2020.....	50
Figura 10. Mediciones de temperatura ambiente mensual en Bucaramanga para el año 2020 ...	50
Figura 11. Relación de concentración vs diámetro del receptor	53
Figura 12. Relación de concentración vs diámetro del colector	54
Figura 13. Irradiación solar de un día tipo en la Guajira en base Mediciones de radiación durante el año 2020.....	58
Figura 14. Temperaturas de un día tipo en la Guajira en base a Mediciones durante el año 2020	59
Figura 15. Temperatura del receptor vs diámetro del receptor a una relación de concentración de 1.....	60
Figura 16. Relación de concentración vs diámetro del concentrador	63

Figura 17. Relación de concentración vs diámetro del receptor	63
Figura 18. Diagrama esquemático y motor Stirling Microgen	77
Figura 19. Modo de funcionamiento de un motor Stirling Microgen.....	78
Figura 20. Esquema de conexión de transmisión de energía a la bomba y a la batería	79

Lista de Apéndices

	pág.
Apéndice A. Código de EES para los cálculos de dimensionamiento del colector solar parabólico	92
Apéndice B. Sección de código con condiciones ambientales de BUCARAMANGA.....	94
Apéndice C. Sección de código con condiciones ambientales de la Guajira.....	95
Apéndice D. Plano del plato solar.....	95
Apéndice E. Plano del motor Stirling	96

Resumen

Título: Colector de energía solar para transmitir energía mecánica a una bomba a través de un motor Stirling*

Autor: Yhoseph Alexander Zambrano Florez**

Palabras Clave: Colector solar parabólico, motor Stirling, bomba

Descripción: El proyecto “Colector de Energía Solar para Transmitir Energía Mecánica a una Bomba a través de un Motor Stirling” ha permitido diseñar un sistema de bombeo de agua que funcione mediante un motor Stirling alimentado por energía solar. Ante la creciente demanda de energías limpias, este sistema se propone como una solución sostenible para reemplazar los combustibles fósiles, contribuyendo a la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero y como aporte a regiones apartadas en el suministro de agua. La energía solar se ha destacado por su capacidad para ser captada y transformada en energía útil mediante colectores solares, ofreciendo una fuente renovable y limpia. Basado en lo anterior, el objetivo de este proyecto es diseñar un sistema que logre un caudal de 4 litros por minuto a una altura de 3 metros, utilizando energía solar para accionar un motor Stirling. Este motor convierte la energía térmica en energía mecánica, que a su vez impulsa una bomba de agua. Primero, se dimensiona el sistema de captación de calor mediante un colector solar parabólico, analizando distintos tipos de colectores y evaluando su eficiencia en la transferencia de energía térmica al motor Stirling. En conclusión, el diseño desarrollado demuestra que un sistema basado en energía solar y un motor Stirling es una opción viable para aplicaciones de bombeo de agua. Este proyecto no solo ofrece una solución energética limpia y eficiente, sino que también puede ser implementado en diversas regiones, mejorando el acceso al agua y reduciendo el impacto ambiental.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Julian Ernesto Jaramillo Ibarra. PhD. en Ingeniería Térmica. Codirector: Luis Fernando Garcia Rodriguez. PhD. Ingeniería Mecánica.

Abstract

Title: Solar energy collector to transmit mechanical energy to a pump through a Stirling motor *

Author(s): Yhoseph Alexander Zambrano Florez **

Key Words: Parabolic solar collector, Stirling motor, pump

Description: The project "Solar Energy Collector to Transmit Mechanical Energy to a Pump through a Stirling Engine" has made it possible to design a water pumping system that works through a Stirling engine powered by solar energy. Given the growing demand for clean energy, this system is proposed as a sustainable solution to replace fossil fuels, contributing to the reduction of greenhouse gas emissions and as a contribution to remote regions in the supply of water. Solar energy has stood out for its capacity to be captured and transformed into useful energy through solar collectors, offering a renewable and clean source. Based on the above, the objective of this project is to design a system that achieves a flow rate of 4 liters per minute at a height of 3 meters, using solar energy to drive a Stirling engine. This engine converts thermal energy into mechanical energy, which in turn drives a water pump. First, the heat collection system is sized using a parabolic solar collector, analyzing different types of collectors and evaluating their efficiency in transferring thermal energy to the Stirling engine. In conclusion, the developed design demonstrates that a system based on solar energy and a Stirling engine is a viable option for water pumping applications. This project not only offers a clean and efficient energy solution, but can also be implemented in various regions, improving access to water and reducing environmental impact.

* Degree Work

** Faculty of Fisicomecánicas. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Julian Ernesto Jaramillo Ibarra. PhD. Thermal Engineering. Codirector: Luis Fernando Garcia Rodriguez. PhD. Mechanical Engineering.

Introducción

Con el crecimiento poblacional que aumenta día con día de forma exponencial, hace necesario que, como entidades dentro del ecosistema, seamos conscientes de la importancia de la sostenibilidad y la promoción del cuidado del medio ambiente, siendo el uso de energías renovables una de las apuestas de mayor interés por gobiernos y expertos en el tema. Por su parte, la energía solar, se ha destacado debido a la abundancia de esta y capacidad de ofrecer una alternativa viable por su diversidad en aplicaciones al uso desmedido de combustibles fósiles.

El mecanismo empleado por los recolectores solares se basa en el aprovechamiento de la radiación solar, para transformar la energía que esta emite en energía eléctrica y mecánica, ideal para alimentar fuentes o mecanismos de movimiento como es los motores Stirling, buscando obtener de forma eficiente una energía limpia, que reemplace el uso de combustibles fósiles.

Por esta razón, el objetivo principal del presente proyecto radica en el adecuado diseño de un sistema de bombeo de agua, el cual opera mediante un motor Stirling, pero que funciona dentro de un mecanismo alimentado por energía solar, con el fin de obtener un trabajo que funcione con un caudal de 4L/min una altura o posición de 3 metros.

Para cumplir los objetivos planteados es propuesta una metodología exploratoria no experimental, la cual ha sido desarrollada por etapas, comenzando por el diseño del sistema de captación de calor con los parámetros necesarios para alimentar el motor, evaluando diferentes tipos de colectores y su eficiencia. Posterior, se ha propuesto el sistema de transmisión de la energía mecánica para el adecuado bombeo de agua, buscando cumplir con los requisitos de bombeo y altura. Finalmente, el estudio es analizado por un análisis cualitativo de las propiedades y ventajas ambientales y energéticas del mismo.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de bombeo de agua mediante un motor Stirling y energía solar.

1.2 Objetivos específicos

- Diseño del sistema de captación de calor para el motor Stirling.
- Diseñar el sistema de transmisión del motor Stirling-bomba para conseguir un caudal de 4 litros por minuto a una altura de 3 metros.
- Identificar los beneficios ambientales y energéticos del proyecto.

2. Marco referencial

2.1 Marco teórico

En el mundo actual, donde la sostenibilidad y la conservación del medio ambiente se han convertido en cuestiones de importancia crítica, la energía solar emerge como una solución prometedora. Esta forma de energía, abundante y renovable, tiene el potencial de redefinir la forma en que generamos y consumimos energía, alejándonos de los combustibles fósiles y acercándonos a un futuro más limpio y verde.

La energía solar, en su forma más básica, es la energía producida por el sol. Esta energía, en forma de radiación solar, puede ser capturada y convertida en otras formas de energía, como la energía térmica y la energía eléctrica, utilizando diversas tecnologías. Una de estas tecnologías es el colector de energía solar, que captura la radiación solar y la convierte en energía térmica.

Sin embargo, la energía térmica por sí sola no es muy útil. Necesitamos una forma de convertir esta energía térmica en una forma de energía que pueda ser utilizada de manera más práctica. Aquí es donde entra en juego el motor Stirling. Este motor, que funciona mediante la compresión y expansión cíclica de un fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura, puede convertir la energía térmica en trabajo mecánico.

Una aplicación prometedora de esta tecnología es el uso de la energía solar para impulsar una bomba a través de un motor Stirling. Este sistema puede tener una amplia gama de aplicaciones, desde el bombeo de agua hasta los sistemas hidráulicos y de almacenamiento de energía.

Dentro del presente marco teórico se busca explorar los principios, consideraciones de diseño y estrategias de optimización para un sistema de este tipo. Basándonos en los hallazgos de

investigaciones recientes, examinaremos los diferentes tipos de colectores de energía solar, cómo pueden integrarse con un motor Stirling, y cómo la energía mecánica generada puede ser utilizada para impulsar una bomba. También discutiremos las técnicas de optimización que pueden ser utilizadas para mejorar la eficiencia y el rendimiento del sistema.

2.1.1 Colectores de energía solar

Los colectores de energía solar son dispositivos diseñados para capturar y concentrar la radiación solar para producir energía térmica. Estos colectores son una parte integral de cualquier sistema de energía solar, ya que son responsables de la primera etapa del proceso de conversión de energía: la captura de la energía solar.

Existen varios tipos de colectores de energía solar, cada uno con sus propias ventajas y desventajas. Sin embargo, dos de los tipos más comunes utilizados en conjunto con los motores Stirling son el reflector lineal Fresnel (LFR) y el colector de plato parabólico (PDC).

2.1.1.1 Reflector lineal Fresnel (LFR). La tecnología LFR utiliza una serie de espejos planos o ligeramente curvados para enfocar la luz solar en un tubo receptor, que calienta un fluido de trabajo. Este fluido de trabajo puede ser cualquier sustancia capaz de absorber y retener calor, como agua, aceite, sales fundidas, entre otros. La energía térmica acumulada en el fluido de trabajo se utiliza luego para impulsar un motor Stirling. Las investigaciones han demostrado que los sistemas LFR pueden lograr eficiencias significativas en la conversión de energía solar en energía mecánica. Además, estos sistemas tienen el potencial de generar electricidad adicional a través de generadores termoeléctricos (TEGs), que convierten el calor residual en electricidad.

2.1.1.2 Colector de plato parabólico (PDC). Los sistemas PDC utilizan un espejo con forma de parábola para enfocar la luz solar en un punto focal, donde un receptor absorbe la energía solar concentrada. Este receptor puede ser un tubo lleno de fluido de trabajo, similar al utilizado

en los sistemas LFR, o puede ser un dispositivo de estado sólido como una célula fotovoltaica. La energía absorbida por el receptor se transfiere luego a un motor Stirling. Los sistemas PDC son conocidos por su alta eficiencia en la conversión de la radiación solar en energía térmica. Su capacidad para concentrar la luz solar en un punto focal los hace especialmente adecuados para aplicaciones que requieren operación a alta temperatura.

Ambos tipos de colectores tienen sus propias ventajas y desventajas. Los sistemas LFR son generalmente más baratos y fáciles de fabricar que los sistemas PDC, pero pueden no ser tan eficientes en la conversión de energía solar en energía mecánica. Por otro lado, los sistemas PDC pueden ser más eficientes, pero también son más caros y difíciles de fabricar. La elección entre un sistema LFR y un sistema PDC dependerá de una serie de factores, incluyendo el costo, la eficiencia deseada, y las condiciones climáticas y geográficas del lugar donde se instalará el sistema.

2.1.2 Motor Stirling

El motor Stirling es un tipo de motor de calor que opera mediante la compresión y expansión cíclica de un fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura. Este proceso de compresión y expansión convierte la energía térmica en trabajo mecánico, que puede ser utilizado para impulsar una bomba o cualquier otro dispositivo mecánico.

El motor Stirling fue inventado en el siglo XIX por el reverendo Robert Stirling, quien buscaba una alternativa más segura a los motores de vapor de la época. Aunque los motores Stirling no se adoptaron ampliamente en ese momento, han experimentado un resurgimiento en las últimas décadas debido a su eficiencia y versatilidad.

2.1.2.1 Funcionamiento y eficiencia. El rendimiento de un motor Stirling depende en gran medida de la temperatura del fluido de trabajo, que es calentado por el colector solar. El fluido de

trabajo, que puede ser un gas como el helio o el hidrógeno, se calienta y se enfría en un ciclo constante, expandiéndose y contrayéndose en el proceso. Esta expansión y contracción mueve los pistones del motor, generando trabajo mecánico.

La eficiencia de un motor Stirling está influenciada por la diferencia de temperatura entre la fuente de calor (el colector solar) y el sumidero de calor (el ambiente). Cuanto mayor sea esta diferencia de temperatura, mayor será la eficiencia del motor. Por lo tanto, el diseño y la operación óptimos del colector solar son cruciales para asegurar que el fluido de trabajo alcance la temperatura necesaria para una operación eficiente del motor.

2.1.2.2 Integración con colectores solares. La integración de los motores Stirling con los colectores solares requiere una cuidadosa consideración de las propiedades geométricas, ópticas y térmicas del sistema. El colector solar debe ser capaz de capturar y concentrar suficiente radiación solar para calentar el fluido de trabajo a la temperatura requerida. Al mismo tiempo, el motor Stirling debe estar diseñado para operar eficientemente a esta temperatura.

Los modelos matemáticos y las técnicas de optimización pueden ser utilizados para diseñar colectores solares que maximicen la energía térmica disponible para el motor Stirling mientras minimizan los costos. Estos modelos pueden tener en cuenta una variedad de factores, incluyendo la ubicación geográfica, la orientación del colector, el tipo de fluido de trabajo, y las condiciones climáticas.

2.1.3 Transmisión de energía mecánica a una bomba

La energía mecánica generada por el motor Stirling puede ser utilizada para impulsar una bomba. Esta bomba puede ser empleada en diversas aplicaciones, desde el bombeo de agua hasta sistemas hidráulicos y de almacenamiento de energía.

2.1.3.1 Conversión de energía y almacenamiento. La energía mecánica producida por el motor Stirling puede ser convertida en energía eléctrica utilizando un generador. Este generador puede ser de cualquier tipo, desde un generador de corriente continua (DC) hasta un generador de corriente alterna (AC), dependiendo de las necesidades de la aplicación. La electricidad generada puede ser utilizada directamente para alimentar una bomba, o puede ser almacenada para su uso posterior.

El almacenamiento de energía puede realizarse de varias maneras. Una opción es utilizar un sistema de almacenamiento de energía eléctrica, como una batería o un supercondensador. Estos dispositivos pueden almacenar la electricidad generada y liberarla cuando sea necesario. Otra opción es utilizar un sistema de almacenamiento de energía mecánica, como un volante de inercia. Estos sistemas almacenan energía en forma de movimiento rotatorio, que puede ser convertido de nuevo en electricidad cuando se necesita.

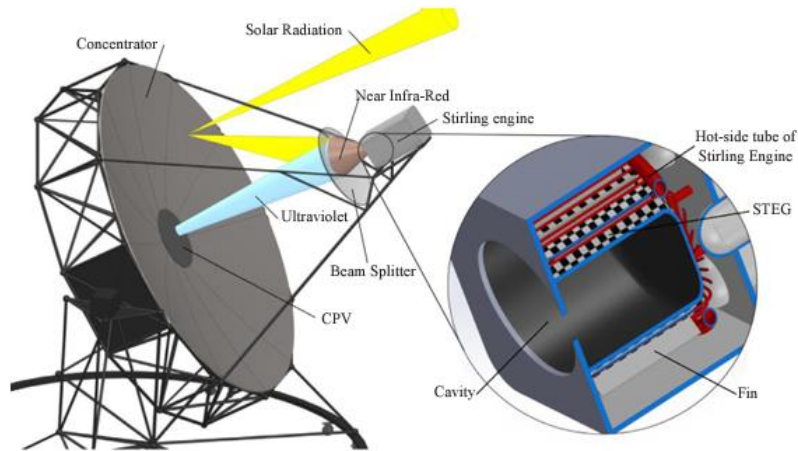
2.2 Estado del arte

El estudio de sistemas de motores con un funcionamiento por energías renovables, tiene una importante implicación dentro del campo de la investigación y desarrollo.

Es por esta razón que autores como Mohammadnia et al., (2020) exploraron un novedoso sistema híbrido de generación de energía que integra componentes de energía fotovoltaica concentrada (CPV), motor Stirling y generador termoeléctrico solar (STEG). El estudio tuvo como objetivo investigar el comportamiento de este sistema y su potencial para la generación de energía solar a gran escala. Los autores utilizaron el software Engineering Equation Solver (EES) para modelar las ecuaciones acopladas que representan el sistema de generación de energía híbrida.

Figura 1

Esquema del diagrama del sistema híbrido CPT/STEG



Nota. Esquema propuesto por los autores para el sistema híbrido aprovechando el uso de energía solar para los motores tipo Stirling. Adaptado de (Mohammadnia et al., 2020).

Los resultados del estudio indicaron que el sistema híbrido aprovechó de manera efectiva la energía térmica que de otro modo se habría desperdiciado, generando energía a través de un motor Stirling de baja capacidad. Se destacó el uso de generadores termoeléctricos de alta temperatura, como los STEG basados en óxidos, como una opción adecuada para la generación de energía en este sistema híbrido. El sistema demostró una eficiencia de conversión eléctrica aceptable al tiempo que proporcionaba agua caliente para procesos de precalentamiento y calefacción.

La metodología empleada en el estudio implicó la selección de materiales específicos para el CPV, el motor Stirling y los STEG, eligiendo GaAs, STM 4-120 y Yb₁₄MnSb₁₁, respectivamente. Se establecieron valores de referencia para el sistema, considerando variaciones diarias en parámetros como la eficiencia del inversor. Los autores enfatizaron la importancia de

utilizar un mecanismo de cosecha de energía híbrida novedoso para mejorar la generación de energía en sistemas solares a gran escala.

El estudio concluyó que el sistema híbrido de generación de energía propuesto muestra una mejora en la conversión de la radiación solar en electricidad. Al integrar varios elementos de cosecha de energía, incluidos CPV, cavidad, divisor de haz y motor Stirling, el sistema puede operar de manera eficiente en aplicaciones de generación de energía solar a gran escala. Los autores destacaron la necesidad de realizar más investigaciones para obtener una comprensión fundamental del rendimiento del sistema híbrido y su potencial para mejorar la generación de energía en sistemas de energía solar.

Por otro lado, autores como Hafez et al., (2016), se centran en el análisis de sistemas de concentradores solares parabólicos, abordando aspectos como diseño, rendimiento, materiales utilizados y aplicaciones. Se discuten sistemas de energía solar tipo plato/Stirling, análisis de mercado, simulación económica y materiales reflectantes para colectores solares. Se ofrece una visión integral de la tecnología y su potencial para la generación de energía renovable.

El documento profundiza en los materiales empleados en concentradores solares, el cálculo de la radiación solar global y el análisis térmico para receptores de platos solares. Se incluyen ecuaciones para radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada en el suelo, así como ecuaciones de análisis térmico para balance energético y transferencia de calor por convección. También se proporcionan coeficientes y propiedades de diversos materiales y fluidos utilizados en el análisis.

Se presenta un modelo y simulación para diferentes diseños de platos solares parabólicos para un motor Stirling de 10 kW en Egipto. Se discuten factores como material del reflector, forma, radiación solar y diseño del receptor. El estudio muestra que la elección del material del reflector

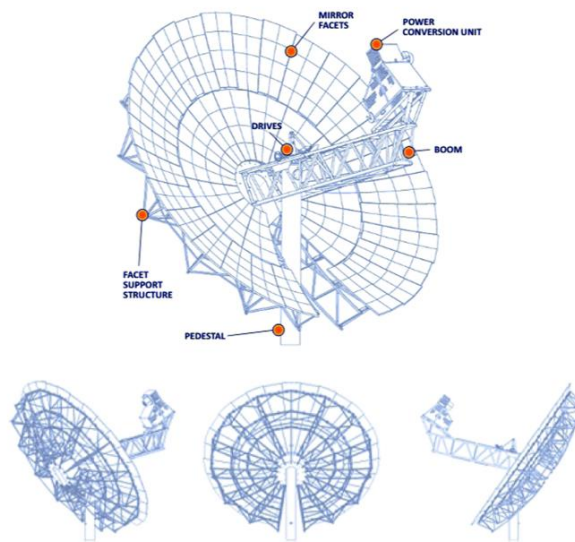
impacta significativamente en la potencia generada y el diseño del sistema. Los reflectores de película polimérica superan a otros materiales en cuanto a conversión de energía.

Se analizan los efectos de la radiación solar en la potencia de salida de un motor Stirling de plato solar. Se compararon diferentes materiales para el reflector solar para optimizar la potencia generada. También se examinó el impacto del tipo de fluido del receptor en el tiempo de operación del motor. Los resultados mostraron que la elección de materiales y tipo de fluido influyó significativamente en el rendimiento del sistema.

En la Figura 2, se muestra el sistema de motor y plato solar con sus componentes necesarios con los materiales y componentes de diseño del cono recolector de plato solar para el sistema diseñado por los autores.

Figura 2

Diseño de plato captador del sistema solar para un motor Stirling



Nota. El sistema propuesto por Hafez y colaboradores, muestra una base móvil con diferentes ángulos de captación de irradiación solar, siendo evaluada la posición y cantidad de energía producida mediante su relación con la posición del plato. Adaptado de (Hafez et al., 2016).

El estudio se enfoca en el diseño, simulación y optimización de sistemas de motores Stirling de plato solar para generación de energía eléctrica. Se discuten los componentes de los sistemas de plato solar, factores que afectan el diseño y cálculos para parámetros como material del reflector, diámetro, longitud focal y relación de concentración. También se consideran cálculos de radiación solar y análisis térmico del receptor. El objetivo es brindar información sobre el diseño y rendimiento de sistemas de plato solar para generación de energía renovable.

Se destaca el diseño y rendimiento de un motor Stirling de plato solar en el estudio. Los resultados de la simulación mostraron el impacto de diversos parámetros de diseño en la potencia del sistema, eficiencia térmica y temperatura de calentamiento. Se analizó también la data de radiación solar y su efecto en el rendimiento del sistema, indicando que un aumento en la intensidad solar conlleva a una mayor potencia y eficiencia. Se resalta la importancia de utilizar materiales de alta calidad y una ingeniería precisa para un rendimiento óptimo.

Adicionalmente, Los autores Sarkar & Bhattacharyya, (2012) contribuyen con su estudio el cual se centra en la generación de energía solar térmica a través de sistemas de motores Stirling de disco parabólico, con un enfoque específico en plantas de energía solar. Se abordan temas como el diseño, modelado, optimización del rendimiento, análisis exergético y evaluación económica de estos sistemas. El objetivo de la investigación es mejorar la eficiencia y la rentabilidad de la generación de energía en áreas remotas utilizando fuentes de energía renovable.

La metodología empleada incluyó un análisis energético y exergético de una planta de energía solar con motor Stirling de disco parabólico en Jodhpur, India. Los resultados revelaron que las principales pérdidas de energía se produjeron en la unidad del motor Stirling y en el sistema colector-receptor. Asimismo, se realizó un análisis económico que mostró un costo de generación

de energía eléctrica unitario de 8.76 rupias indias. Estos análisis proporcionan información valiosa para la generación de electricidad solar en condiciones climáticas indias.

Este estudio presentó un análisis exergético y evaluación del rendimiento de una planta de energía solar con motor Stirling de disco parabólico de 50 MW. Se evaluaron las pérdidas y eficiencias energéticas y exergéticas de la planta, y se determinó el costo unitario de generación de energía eléctrica. Además, se consideró la variación de la eficiencia del motor Stirling en condiciones de carga parcial para evaluar el rendimiento durante todo el año. Los resultados mostraron variaciones en la eficiencia energética y exergética a lo largo del año, ofreciendo información valiosa sobre el rendimiento y la viabilidad económica de estas plantas solares.

Las características de diseño de una planta de energía solar con motor Stirling de disco parabólico de 50 MW incluyen parámetros como el número de sistemas, la potencia nominal, la latitud, la longitud, la irradiación solar y el consumo de energía. El sistema receptor de la planta implica pérdidas por conducción, convección y radiación, con ecuaciones para calcular cada una. La eficiencia térmica del motor Stirling se determina mediante la eficiencia del ciclo de Carnot y las irreversibilidades.

La eficiencia de un motor Stirling es inferior al ciclo idealizado debido a las pérdidas de transferencia de calor. Se analiza un modelo de un sistema de motor Stirling solar de disco parabólico de 25 kW para evaluar la eficiencia energética y exergética. El sistema tiene un buen rendimiento, con alta eficiencia en marzo y abril y menor eficiencia en julio y agosto. En general, el sistema puede generar 95.77×10^3 MWh de energía eléctrica anualmente con una eficiencia energética del 24.93% y una eficiencia exergética del 26.95%.

3. Diseño del sistema de captación de calor para el motor Stirling

El plato solar parabólico es una tecnología diseñada para la generación de electricidad mediante la concentración de energía en forma de calor. Por lo cual este tipo de colector solar cuenta con un sistema de movimiento con el fin de seguir la dirección del sol para enfocar los rayos en un receptor central, donde el calor se utiliza para impulsar un motor-generator Stirling (Hafez et al., 2016).

Dicho sistema es empleado especialmente en aplicaciones de capacidad relativamente pequeña debido al tamaño y peso de los motores Stirling disponibles y la influencia de las cargas de viento en el reflector parabólico (Singh & Kumar, 2018). Por lo que el uso de los platos solares incluye generación de electricidad, cocina, riego y calentamiento de agua, lo que destaca su versatilidad y eficiencia en diversos contextos, con eficiencias alrededor del 20 -30 % con una potencia de salida que van de desde kilowatts hasta megawatts (Lai et al., 2019).

3.1 Componentes del colector solar

El diseño de un colector solar de tipo parabólico con un sistema de motor Stirling, involucra varios componentes y cálculos específicos. A continuación, se presenta una introducción a los componentes y los cálculos necesarios para el diseño de este.

3.1.1 Concentrador solar de tipo parabólico

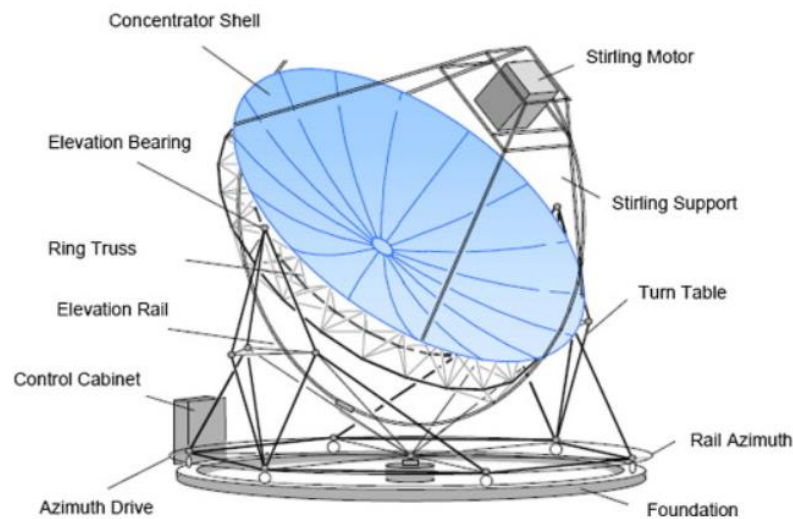
El concentrador en un sistema de plato parabólico tal como se muestra la Figura 3, solar consiste en un gran espejo parabólico que se utiliza para enfocar los rayos del sol en el receptor del motor Stirling, donde los espejos reflectantes, están generalmente compuestos por segmentos montados sobre una estructura de soporte parabólico. Por lo que dichos concentradores parabólicos están diseñados para reflejar los rayos solares incidentes hacia un punto focal específico, donde se

encuentra el receptor, así mismo la superficie parabólica está matemáticamente definida y optimizada para enfocar la mayor cantidad de radiación solar posible en el receptor (Hafez et al., 2016).

La forma parabólica de los concentradores en los sistemas de plato solar se basa en un perfil matemático de una curva definida por $y=ax^2$, donde y es la distancia vertical desde el vértice de la parábola hasta cualquier punto en la curva, x es la distancia horizontal desde el vértice, a es un parámetro constante que determina la apertura y profundidad de la parábola (Lai et al., 2019).

Figura 3

Partes de un sistema de concentrador solar tipo parabólico



Nota: la figura muestra el esquema de un plato parabólico “EURODISH”™ con sistema Stirling de 10 kW, tomado en

Por otro lado, el foco y directriz se debe tener en cuenta, ya que el foco es el punto hacia el cual se concentran los rayos solares reflejados por la superficie parabólica, por lo cual es el punto donde se sitúa el receptor o el dispositivo que captura la energía solar concentrada (Hafez et al., 2016). La propiedad fundamental de una parábola es que cualquier rayo de luz paralelo al

eje de simetría de la parábola se refleja y converge hacia el foco después de reflejarse en la superficie parabólica, donde la distancia desde el vértice de la parábola hasta el foco se llama distancia focal (f).

Mientras, la directriz es una línea imaginaria situada a una distancia $-f$ desde el vértice de la parábola, en el lado opuesto al foco, siendo un elemento geométrico importante que define la forma de la parábola y su propiedad de reflexión hacia el foco.

Para una parábola con vértice en el origen y eje vertical, la ecuación estándar es:

$$y = 4fx \quad (1)$$

Donde y es la coordenada vertical del punto en la parábola, x es la coordenada horizontal del punto en la parábola y f es la distancia focal de la parábola.

En teoría, una parábola ideal concentra todos los rayos incidentes en el foco, lo que significa que puede alcanzar altas concentraciones de energía solar en comparación con otras formas geométricas. Sin embargo, en la práctica, los concentradores parabólicos no son perfectos y pueden experimentar pérdidas debido a imperfecciones en la superficie reflectante, efectos de dispersión de la luz y errores en el seguimiento solar, por lo que los diseños deben incluir los materiales adecuados, reflectantes de alta calidad, se pueden lograr altas eficiencias de concentración (Hafez et al., 2016).

Los diámetros de estos concentradores varían típicamente entre 3 y 15 metros, dependiendo del diseño y la capacidad del sistema, su estructura de soporte está construida con materiales como acero y fibra de vidrio para garantizar la durabilidad y la resistencia contra las cargas dinámicas del viento. Por lo cual para el diseño del concentrador se debe tener en cuenta que este debe tener una alta reflectividad, un peso razonable y ser resistente a las condiciones climáticas adversas, como la humedad y las variaciones extremas de temperatura (Kennedy et al., 1997). En base a lo

anterior los materiales utilizados en los reflectores de los platos parabólicos deben tener propiedades óptimas de reflectividad y durabilidad, por lo tanto, Entre los materiales más comunes se encuentran: aluminio anodizado, el vidrio recubierto de plata y diversos polímeros con recubrimientos metálicos.

La reflectividad de estos materiales puede alcanzar hasta el 98%, lo que maximiza la cantidad de radiación solar capturada y dirigida al receptor, por lo que materiales como el aluminio acrílico y la plata con recubrimiento acrílico presentan una alta reflectividad y baja emisividad, lo que los hace ideales para concentradores solares (Singh & Kumar, 2018).

Por otro lado, los materiales deben cumplir con otras exigencias como la resistencia a la corrosión y tener la habilidad mantener sus propiedades reflectantes a lo largo del tiempo para asegurar la eficiencia del sistema, a continuación, se muestra en la Tabla 1 los materiales comerciales para la construcción del colector solar.

Tabla 1*Materiales para reflectores solares*

Películas y Polímeros					
Material	Reflectivo (%)	Emisivo (%)	Facilidad de Obtención	Costos	Propiedades
Película polimérica, no metálica	98	2	Alta	Bajo	Ligero, flexible, fácil de aplicar
Aluminio, polietileno	97	3	Alta	Bajo	Durable, resistente a la corrosión
Sunflex (polímero/aluminio)	86.9	10.1	Media	Medio	Buen balance entre costo y rendimiento
Polímero, cobre, plateado, alúmina	97	3	Media	Medio-Alto	Alta reflectividad, buena durabilidad
Aluminio y sus Compuestos					
Material	Reflectivo (%)	Emisivo (%)	Facilidad de Obtención	Costos	Propiedades
Aluminio, acrílico	98	2	Alta	Bajo	Alta reflectividad, ligero
Aluminio	86	14	Alta	Bajo	Resistente, ampliamente disponible
Aluminio milar	97	3	Medio	Medio	Resistente a la intemperie, flexible
Aluminio anodizado	86.8	13.2	Alta	Bajo-Medio	Resistente a la corrosión, duradero
Aluminio recubierto de sol-gel	91	9	Media	Medio-Alto	Mejora la reflectividad y resistencia
ECP305+/aluminio	95.6	4.4	Media	Medio-Alto	Alta reflectividad, buena durabilidad
Plata y sus Compuestos					
Material	Reflectivo (%)	Emisivo (%)	Facilidad de Obtención	Costos	Propiedades
Plata, aluminio acrílico	97	3	Media	Alto	Excelente reflectividad, resistente

Plata, acrílico	95	5	Media	Alto	Alta reflectividad, durabilidad media
Plata recubierta de sol-gel	95.5	4.5	Media	Alto	Alta reflectividad, protección adicional
Vidrio/plata 4 mm	93.8	6.2	Media	Alto	Alta durabilidad, buena reflectividad
ECP305+/vidrio	96.1	3.9	Media	Alto	Alta reflectividad, protección extra
Otros Metales y Compuestos					
Material	Reflectivo (%)	Emisivo (%)	Facilidad de Obtención	Costos	Propiedades
Plexiglás con espejo	90	10	Alta	Bajo	Buena reflectividad, económico
Termoplásticos, plata, oro, latón, etc.	80	20	Media	Medio-Alto	Alta resistencia, reflectividad variada
Acero inoxidable pulido	50	50	Alta	Bajo	Alta durabilidad, baja reflectividad
Capa de revestimiento metálico cerámico	95	5	Media	Medio	Alta reflectividad, durabilidad media
Miró 2-95	88.6	11.4	Media	Medio-Alto	Alta reflectividad, durable
SA 85/vidrio	88.1	11.9	Media	Medio-Alto	Buena reflectividad, económico
1000.9	89.8	10.2	Media	Medio	Balance entre costo y rendimiento

3.1.1.1 Dimensiones y Especificaciones. El diámetro del concentrador parabólico se selecciona en función de la potencia requerida por el receptor en condiciones máximas de radiación solar, cuanto mayor sea el diámetro, mayor será el área de recolección de radiación solar y, por lo

tanto, mayor será la energía generada o captada, por ende, en base al área calculada en base a las mediciones de irradiancia se determina el diámetro del colector (Hafez et al., 2016).

$$A_{concen} = A = \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 \quad (2)$$

Donde A es el área de apertura y D es el diámetro del concentrador.

3.1.1.2 Distancia focal (f). La distancia focal del plato parabólico es la distancia medida desde el vértice de la parábola hasta su foco, por lo que, para concentradores solares parabólicos, esta distancia determina dónde se concentrará la radiación solar reflejada por el plato. Cuanto más precisa sea esta distancia, más eficiente será la concentración de la energía solar en el receptor térmico, que generalmente se coloca en el punto focal para captar la mayor cantidad de energía posible (Singh & Kumar, 2018). El concepto de distancia focal se representa en la siguiente ecuación:

$$f = \frac{D^2}{16d} \quad (3)$$

Donde f es la distancia focal y d es la profundidad del plato parabólico.

En este sentido, la correcta determinación de la distancia focal permite que el plato parabólico enfoque la luz solar en un punto específico, optimizando la cantidad de energía que llega al receptor, por lo que dicha distancia depende de las dimensiones del plato, como su diámetro y la profundidad, así como del ángulo del borde del plato (Malik et al., 2022). La fórmula comúnmente utilizada para calcular la distancia focal en función de estas variables es:

$$f = \frac{D_{concen}}{4 \tan \frac{\psi}{2}} \quad (4)$$

Donde f es la distancia focal, D es el diámetro del plato, y ψ es el ángulo del borde.

La distancia focal del plato parabólico determina la ubicación donde se concentra la radiación solar en el receptor térmico el cual generalmente un cilindro o un motor tipo Stirling que debe colocarse a una distancia específica del plato para maximizar la eficiencia de captura de la radiación solar concentrada (Singh & Kumar, 2018). Los ajustes en la distancia focal y la posición del receptor son esenciales para asegurar una iluminación uniforme de la superficie del receptor, lo que a su vez maximiza la eficiencia del sistema y reduce el riesgo de puntos calientes que podrían dañar el receptor (Stine & Geyer, 2010). La apertura del plato será:

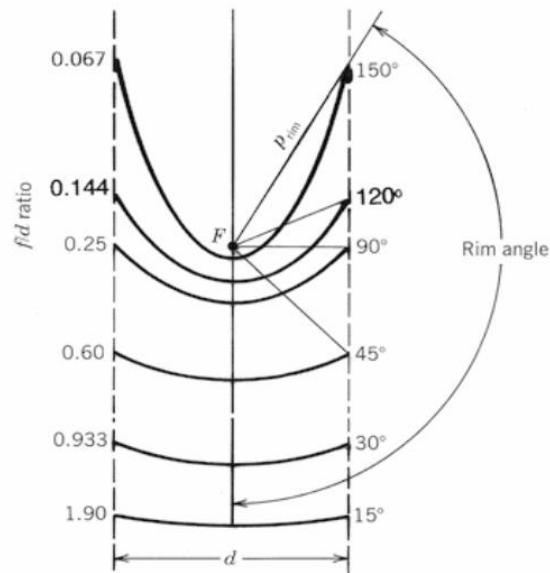
$$= \frac{D_{concen}^2}{16f} \quad (5)$$

3.1.1.3 Ángulo del borde del plato (C). El ángulo del borde del plato (ψ) en un sistema de concentración solar parabólico es fundamental para determinar la forma y la orientación del plato respecto al foco de la parábola. Este ángulo se calcula como la medida angular entre la línea que conecta el vértice del plato (o el centro del círculo que define su base) y el borde exterior del plato parabólico (Malik et al., 2022).

La forma usual para determinar el cálculo es en base a una gráfica que muestra los segmentos de distancia focal y ángulos del borde con un punto focal común y el mismo diámetro de apertura del concentrador es fundamental para la optimización de sistemas de concentración solar. En esta representación, el eje de la distancia focal presenta diferentes valores que indican la posición exacta donde convergen los rayos solares reflejados por el plato parabólico (Stine & Geyer, 2010).

Figura 4

Segmentos de distancia focal y ángulo de apertura del receptor con punto de enfoque común



Nota: adaptado de Power From The Sun por Stine & Geyer (2010)

Las líneas o curvas en la gráfica mostrada en la figura conectan puntos que representan combinaciones específicas de distancia focal y ángulo del borde, proporcionando una visualización clara de cómo varía la configuración del plato parabólico para diferentes condiciones de diseño (Malik et al., 2022). Por lo que dicha gráfica permite seleccionar la configuración óptima que maximiza la eficiencia de captura de energía solar y minimiza las pérdidas, facilitando el diseño inicial del sistema asegurando un rendimiento óptimo y una operación eficiente del sistema de concentración solar en condiciones variables de radiación solar y requisitos de aplicación.

3.1.1.4 Relación de concentración geométrica (C). Los títulos

El factor de concentración geométrica es fundamental para evaluar y comparar el rendimiento de los concentradores solares térmicos, este factor se define como la relación entre el área de la apertura del plato concentrador y el área del receptor térmico (Babikir et al., 2020). Este

concepto se utiliza para evaluar y comparar el rendimiento de los concentradores solares térmicos, ya que en la práctica el factor de concentración para cualquier concentrador solar se puede definir como el porcentaje de radiación solar que entra en el concentrador respecto a la radiación térmica solar esperada en el receptor (Stine & Geyer, 2010).

Dicho método es empleado ya que simplifica la complejidad de medir la intensidad fluctuante de la radiación solar, permitiendo una evaluación más directa de la capacidad del sistema de plato parabólico solar para concentrar la energía térmica solar. Por lo que se busca que sean altos los valores del factor de concentración para aplicaciones que requieren altas temperaturas y eficiencia energética (Malik et al., 2022).

$$C = \frac{A_{concen}}{A_{recep}} \quad (6)$$

Donde A_{concen} es el área de apertura del concentrador y A_{recep} es el área de apertura del receptor.

3.1.2 Receptor

El receptor en un sistema de plato solar parabólico es el componente que se encuentra en el punto focal del concentrador y que convierte la radiación solar concentrada en energía utilizable, la forma y diseño del receptor dependen del tipo de energía que se esté generando (eléctrica o térmica) y de la configuración específica del sistema.

3.1.2.1 Tipo de receptor. Motor Stirling: En sistemas que generan electricidad, el receptor generalmente alberga un motor Stirling, donde el diseño del receptor debe permitir la transferencia eficiente del calor concentrado para impulsar el motor y generar electricidad (Sharaf et al., 2017).

Tubería o Canalización de Fluido: En sistemas que generan calor únicamente, el receptor puede consistir en tubos o canales por donde circula un fluido (como agua o aceite térmico), dicho

fluido absorbe el calor concentrado y se utiliza para aplicaciones de calefacción o almacenamiento térmico (Lai et al., 2019).

3.1.3 Diseño del motor tipo Stirling

El receptor en un sistema de concentración solar está diseñado para recolectar la mayor cantidad posible de radiación solar reflejada por el concentrador parabólico, actuando como fuente de calor para un fluido o para un motor Stirling. El dimensionamiento del receptor permite asegurar que este tenga un tamaño adecuado para capturar eficazmente la radiación concentrada y convertirla en energía térmica.

En este sentido, la eficiencia del receptor depende directamente de este tamaño, ya que un área de apertura inadecuada podría resultar en pérdidas de energía y en una menor eficiencia del sistema (Sharaf et al., 2017) . El área de apertura del receptor se puede calcular utilizando la siguiente ecuación:

$$A_{recep} = \frac{P_{in}}{I_s \eta} = \frac{\pi}{4} D_{recep}^2 \quad (7)$$

Donde P_{in} es la potencia de entrada de la radiación solar, I_s es la intensidad de la radiación solar incidente, η eficiencia del receptor y el diámetro del receptor se determina como:

$$D_{recep} = \frac{f\theta}{\cos \psi (1 + \cos \psi)} \quad (8)$$

En el caso del receptor tipo Stirling, para el diseño, se asignan parámetros conocidos como la potencia total de la planta, la potencia del motor Stirling, la temperatura superior del ciclo, y la eficiencia óptica para calcular las dimensiones y otros parámetros de diseño, lo que permite un adecuado dimensionamiento de estos. Así es necesario determinar los fluidos de trabajo y predecir su comportamiento en las diferentes condiciones de operación (Hafez et al., 2016). A continuación, se presenta el modelo matemático básico para diseñar un motor Stirling.

3.1.3.1 Área de la superficie cilíndrica. Los títulos

$$A_{cylindrical} = \pi D_{recp} h \quad (9)$$

Donde h es la altura del receptor.

3.1.3.2 Número de motores en la planta. Los títulos

El número total de motores Stirling necesarios permite dimensionar correctamente el número de unidades necesarias para alcanzar la capacidad energética deseada.

$$Nmp = \frac{P_{total}}{P_{ms}} \quad (10)$$

Donde P_{total} es la potencia total de la planta y P_{ms} la potencia de un solo motor Stirling.

3.1.3.3 Eficiencia del motor Stirling. La eficiencia del motor Stirling se estima utilizando una fórmula simplificada que relaciona las temperaturas altas y baja del ciclo térmico del motor.

$$\eta_{ms} = 0.5 \times \left(1 - \frac{T_{low}}{T_{high}} \right) \quad (11)$$

Donde T_{low} es la temperatura baja del ciclo y T_{high} es la temperatura alta del ciclo.

3.1.3.4 Relación de volumen del motor Stirling. La relación de volumen del motor Stirling es la relación entre la temperatura alta y baja del ciclo el cual es un parámetro que permite evaluar la capacidad del motor de convertir el calor en trabajo mecánico (Hafez et al., 2016)

$$\tau = \frac{T_{high}}{T_{low}} \quad (12)$$

3.1.3.5 Relación de compresión del motor Stirling. La relación de compresión es un factor que describe cómo varía el volumen del gas dentro del motor durante el ciclo. Se calcula usando una expresión exponencial que depende de la capacidad calorífica del gas y la constante de gas, ajustada por un término que relaciona las temperaturas del ciclo (Sharaf et al., 2017).

$$C_{ratio} = e^{\frac{C_v}{R\varepsilon}} \quad (13)$$

Donde ε es un parámetro que se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{1 - \frac{1}{\tau} - 1}{\eta ms} \quad (14)$$

3.1.3.6 Presión del ciclo superior. La presión en el punto más alto del ciclo termodinámico se calcula multiplicando la presión en el punto más bajo por la relación de compresión y la relación de temperaturas (Kongtragool & Wongwises, 2003).

$$P_{high} = P_{low} \times C_{ratio} \times \tau \quad (15)$$

Donde P_{low} es la presión del ciclo inferior.

3.1.3.7 Relación de presión. La relación de presión es la relación entre la presión alta y baja del ciclo, el cual es necesario para determinar el diseño de los componentes del motor, como los intercambiadores de calor y los mecanismos de compresión y expansión (Kongtragool & Wongwises, 2003).

$$r_{press} = \frac{P_{high}}{P_{low}} \quad (16)$$

3.1.3.8 Eficiencia total de la planta. La eficiencia total de la planta se obtiene multiplicando la eficiencia del motor Stirling por las eficiencias del generador eléctrico, el receptor de calor y el sistema óptico. Este parámetro global permite evaluar el rendimiento completo del sistema desde la captación de energía solar hasta la generación de electricidad (Sharaf et al., 2017).

$$\eta_{total} = \eta_{ms} \times \eta_{gelec} \times \eta_{recep} \times \eta_{opt} \quad (17)$$

Donde η_{gelec} es la eficiencia del generador eléctrico, η_{recep} es la eficiencia del receptor, y η_{opt} es la eficiencia óptica.

3.1.4 Modelo térmico

El modelo térmico del receptor desarrollado se enfoca en calcular la temperatura en el estado estacionario de la cámara caliente del motor Stirling (Lai et al., 2019). Dicha temperatura actúa como un parámetro de entrada, permitiendo así determinar la potencia de salida, la eficiencia térmica y el calor utilizado en el ciclo (Li et al., 2020). El receptor está diseñado para captar de manera eficiente la radiación solar concentrada, dirigiéndola directamente hacia el fluido de trabajo. Este diseño abierto maximiza la exposición a la energía solar, optimizando el intercambio de calor y mejorando el rendimiento del sistema (Hafez et al., 2016). A continuación, se de manera detallada los cálculos para el diseño:

3.1.4.1 Balance de energía del receptor. Los títulos

$$q_{receptor} = m_{recep} cp_{recep} \frac{dT}{dt} = P_c - Q_{rad} - Q_{conv} - Q_{sc} \quad (18)$$

La ecuación describe el balance de energía del receptor del motor Stirling, donde m_{recep} es la masa del receptor, cp_{recep} es el calor específico del material del receptor, P_c representa la potencia concentrada en las superficies del receptor, Q_{rad} es la pérdida de calor por radiación, Q_{conv} es la pérdida de calor por convección, y Q_{sc} es el calor utilizado para operar el ciclo Stirling (Sandoval et al., 2019).

3.1.4.2 Potencia que llega al receptor.

$$P_c = I \alpha A_{recep} \eta_{opt} C \quad (19)$$

Esta ecuación calcula la potencia total P_c que llega al receptor, donde α es la absorptancia del material del receptor (Sandoval et al., 2019)

3.1.4.3 Pérdida de calor por radiación. Esta ecuación describe la pérdida de calor por radiación Q_{rad} , donde A_{TT} es el área total de intercambio de calor del receptor, h_{rad} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación, T_{recep} es la temperatura del receptor, y T^∞ es la temperatura ambiente que se asume como la temperatura de los alrededores como simplificación en la base de cálculo (Li et al., 2020).

$$Q_{rad} = A_{recep} h_{rad} (T_{recep} - T^\infty) \quad (20)$$

3.1.4.4 Pérdida de calor por convección. Similar a la ecuación de radiación, esta ecuación calcula la pérdida de calor por convección Q_{conv} . Aquí, h_{conv} es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Este término evalúa la cantidad de calor transferido del receptor al ambiente a través del aire circundante debido a la convección (Li et al., 2020)

$$Q_{conv} = A_{recep} h_{conv} (T_{recep} - T^\infty) \quad (21)$$

3.1.4.5 Coeficiente de transferencia de calor por radiación. A continuación, la ecuación muestra el cálculo el coeficiente de transferencia de calor por radiación h_{rad} , donde ϵ es la emisividad del material, y σ es la constante de Stefan-Boltzmann. La ecuación incorpora tanto la temperatura del receptor como la temperatura ambiente para determinar el flujo de calor por radiación (Sharaf et al., 2017).

$$h_{rad} = \epsilon \sigma (T_{recep}^2 + T^\infty^2) (T_{recep} - T^\infty) \quad (22)$$

3.1.4.6 Coeficiente de transferencia de calor por convección. El coeficiente de transferencia de calor por convección h_{conv} se calcula en base a κ , que es la conductividad térmica del fluido en este caso el aire, Nu es el número de Nusselt, L es la longitud característica.

$$h_{conv} = \frac{\kappa Nu}{L} \quad (23)$$

Donde Número de Nusselt para superficies cilíndricas verticales, la ecuación combina parámetros como el número de Rayleigh Ra , y el número de Prandtl Pr para determinar la eficiencia de la transferencia de calor por convección natural en la superficie del receptor (Popiel, 2008).

$$\frac{Nu}{Nu_{FP}} = 1 + 0.3 \left[32^{0.5} \left(\frac{Ra}{Pr} \right)^{-0.25} \frac{h+t}{D_{recp} + 2t} \right]^{0.909} \quad (24)$$

Donde Número de Nusselt para una placa plana vertical (Nu_{FP}) para la convección natural es válida cuando el número de Rayleigh es menor que 10^9 y proporciona una base para evaluar la transferencia de calor en superficies verticales (Sandoval et al., 2019).

$$Nu_{FP} = 0.68 + \frac{0.67Ra^{0.25}}{\left[1 + \frac{(0.492Pr)9}{16} \right]^{\frac{4}{9}}} \quad (25)$$

Mientras el número de Rayleigh (Ra), que es una medida de la fuerza de la convección natural en un fluido, donde g es la aceleración debido a la gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica, ν es la viscosidad cinemática del fluido, y Pr es el número de Prandtl (Sharaf et al., 2017). El número de Rayleigh determina el régimen de flujo de convección natural se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{Pr2g(h+t)^3}{(T_{recp}+T_{\infty})\nu} (T_{recp} - T_{\infty})\beta \quad (26)$$

3.2 Metodología para el dimensionamiento del colector solar

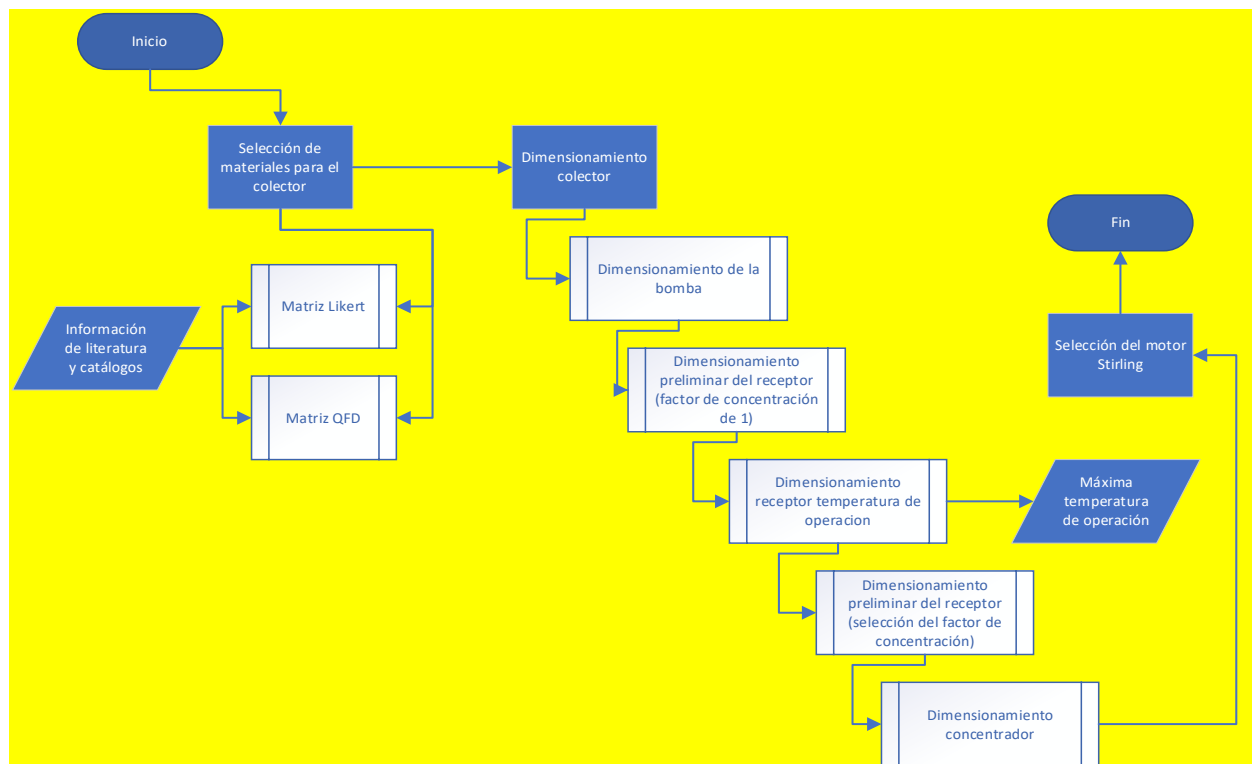
En la figura que se presenta a continuación, se describe la metodología empleada para el dimensionamiento del colector solar y la selección del motor Stirling. El procedimiento inicia con la selección de los materiales óptimos para el colector solar, basada en un análisis exhaustivo de

información disponible en la literatura técnica y catálogos de proveedores, considerando propiedades térmicas, ópticas y mecánicas que maximicen la eficiencia del sistema de captación solar.

A continuación, se llevan a cabo los cálculos del dimensionamiento del colector utilizando el software EES (Engineering Equation Solver), donde se resuelven las ecuaciones de balance de energía, eficiencia térmica y transferencia de calor. Con la potencia térmica obtenida en esta etapa, se procede a la selección del motor Stirling, cuyo criterio de elección está directamente relacionado con la capacidad del motor para convertir dicha potencia en energía mecánica, optimizando el rendimiento del sistema completo.

Figura 5

Metodología para el dimensionamiento del colector solar



4. Diagrama QFD para selección de materiales

Para definir de forma adecuada los requisitos de diseño y principales componentes se ha desarrollado un análisis QFD, el cual basado en los requerimientos del usuario, ha permitido plantear diversas alternativas, y la relación entre las mismas que buscan dar una solución al problema propiamente dicho de las necesidades que busca satisfacer al cliente.

En la Figura 5, se presenta el debido desarrollo de la matriz QFD, en donde se ha podido evaluar eficiencia del motor para el sistema planteado, costo, fabricación, seguridad y sostenibilidad, obteniendo los resultados a continuación.

Tabla 2*Materiales y sus propiedades como factor de selección*

Material	Reflectivo (%)	Emisivo (%)	Facilidad de Obtención	Costos	Propiedades
Película polimérica, no metálica	98	2	Alta	Bajo	Ligero, flexible, fácil de aplicar
Aluminio, polietileno	97	3	Alta	Bajo	Durable, resistente a la corrosión
Sunflex (polímero/aluminio)	86.9	10.1	Media	Medio	Buen balance entre costo y rendimiento

Respecto a los polímeros seleccionados, se ha investigado a nivel de mercado cuales son los principales empleados como capa fotovoltaica en el diseño de paneles solares siendo estos listados a continuación:

- Poli(3-hexiltiofeno) (P3HT): Polímero semiconductor el cual se aplica ampliamente en el diseño de celdas solares debido a su estabilidad y eficiencia en la reflexión de la luz.
- Fluorenos: Estables ante cambios de temperatura considerables y su fácil manejo o maleabilidad.
- Fenilos y vinilos (MEH-PPV): Alta capacidad de formar películas finas capaces de reflejar la luz solar.

Ahora, en lo que respecta a los fluidos de trabajo, basados en el estudio de Sharaf Eldean et al., (2017), en la tabla 3, se definen los principales fluidos de trabajo, su naturaleza y propiedades definidas para el motor Stirling

Tabla 3*Clasificación fluidos de trabajo motor Stirling*

Tipo de Gas	Gas	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad Dinámica (Pa.s)	Conductividad Térmica (W/m.K)	Capacidad Calorífica Cp (kJ/kg.°C)	Capacidad Calorífica Cv (kJ/kg.°C)
Monoatómico	Helio (He)	0.1786	1.96e-5	0.1513	5.19	3.12
	Neón (Ne)	0.9002	3.12e-5	0.0491	1.03	0.62
	Argón (Ar)	1.784	2.22e-5	0.0177	0.52	0.31
	Krypton (Kr)	3.708	2.48e-5	0.0094	0.25	0.15
	Xenón (Xe)	5.894	2.24e-5	0.0056	0.16	0.10
Diatómico	Hidrógeno (H ₂)	0.0899	8.76e-6	0.1684	14.29	10.16
	Nitrógeno (N ₂)	1.251	1.76e-5	0.0259	1.04	0.74
	Aire	1.225	1.85e-5	0.0262	1.00	0.72
Poliatómico	Dióxido de Carbono (CO ₂)	1.977	1.47e-5	0.0168	0.84	0.63
	Amoníaco (NH ₃)	0.771	1.00e-5	0.0243	2.24	1.66
	Metano (CH ₄)	0.717	1.10e-5	0.0339	2.22	1.70
	Acetileno (C ₂ H ₂)	1.096	1.02e-5	0.0221	1.69	1.37

Al evaluar las propiedades fisicoquímicas de los fluidos de trabajo más comunes en el diseño de un motor Stirling, se ha identificado 3 grupos de gases, diferenciados por su composición química o atómica, resaltando entre los gases monoatómicos, al helio por su baja densidad y fácil almacenamiento, adicional a sus elevadas propiedades térmicas tales como su capacidad calorífica y su conductividad térmica, ideales en el proceso de diseño en la cámara refrigerante del motor.

Por otro lado, en los gases diatómicos y poliatómicos, se destacan el hidrogeno por ser el gas con mayor capacidad calorífica entre los estudiados, el aire, debido a la facilidad de obtención, trabajo y bajo impacto ambiental y el metano, ya que presenta una importante conducción térmica y es considerado como abundante dentro del sector de la ingeniería.

En la Tabla 4, se evalúan los gases seleccionados mediante una matriz de riesgo, aplicando una escala Likert que evalué diferentes factores de decisión adicionales a los termodinámicos de diseño:

Tabla 4

Evaluación por escala likert

Opinion	Valor
Excelente	5
Muy bien	4
Normal	3
Mal	2
Terrible	1

Tomando de base una escala de 5 valores, se presenta la evaluación Likert para los gases de trabajo identificados (Hidrogeno, helio, aire, metano).

Tabla 5

Evaluación likert para gases

Gas	Riesgo Ambiental	Almacenamiento	Propiedades termodinámicas	Seguridad y control	Otras propiedades	Total
Hidrogeno	2	3	5	2	3	15
Helio	4	3	3	4	4	18
Aire	5	3	2	4	3	17
Metano	2	4	4	2	2	14

Para la evaluación de la escala, se han identificado 5 factores fundamentales para el diseño del motor, tomando como referente el trabajo de diferentes autores, que han permitido realizar la adecuada valoración de dichas propiedades para cada uno de los 4 gases propuestos.

Dentro del trabajo titulado “Stirling thermal motors 4-120 stirling engine” de Andraka et al., (1996), han evaluado como gases de trabajo el Helio y el Hidrogeno, donde los autores han encontrado entre la comparación de estos fluidos de trabajo, como aunque el hidrogeno tiene

mayores propiedades termodinámicas como la conductividad térmica, el hidrogeno, debido a su propiedad de explosividad tiene un mayor riesgo en lo que respecta almacenamiento y seguridad.

Por otro lado, dentro del trabajo titulado “The Influence of Working Fluid on Stirling Engine Performance”, por parte de los autores Salih et al., (2023), han evaluado diferentes propiedades de los gases de trabajo como hidrogeno, helio, argón, nitrógeno y aire, avaluando inicialmente, el helio combinado con otros gases como el xenón, presenta elevada propiedades de potencia y eficiencia, mientras el helio como gas monoatómico presenta mayores propiedades de poder energético comparado al argón y el hidrogeno para motores del tipo cilíndrico.

Otro factor evaluado por los autores ha sido las propiedades termoacústicas del helio, nitrógeno y argón, encontrando para el helio presiones de trabajo adecuadas entre los 0,7 a 1 MPa.

5. Dimensionamiento de un colector y motor Stirling para la alimentación de una bomba de 4 L/min

Para el dimensionamiento del colector y el motor Stirling que proporcionarán la energía para operar una bomba con un caudal de 4 litros por minuto (l/min), es necesario realizar la selección precisa de la bomba adecuada para asegurar el cumplimiento de los requisitos de operación impuestos. En base a la bomba seleccionada se determinó la potencia requerida por esta.

Con el valor de potencia se determinó el mínimo de energía que debe generar el motor Stirling. Partiendo de este supuesto se realizó el dimensionamiento, el área del colector solar y el receptor térmico. Se llevaron a cabo análisis detallados de las pérdidas de energía en el sistema, considerando la eficiencia del colector y las pérdidas térmicas. Además, se determinaron las

temperaturas de operación del ciclo Stirling, asegurando que el motor Stirling, optimizando así la eficiencia del sistema y su funcionamiento continuo bajo las condiciones establecidas

5.1 Selección de la bomba

Para el presente trabajo se planteó los requerimientos de operación de una bomba, entre estos se tiene en cuenta un caudal de 4 litros por minuto y una altura dinámica de 3 metros, determinada por un análisis previo. Partiendo de lo anterior la selección de la bomba adecuada fue realizada por el un procedimiento sistemático basado en la mecánica de fluidos. Primero, ya que de antemano se obtuvieron las especificaciones del sistema, que incluyeron el flujo volumétrico y la carga dinámica total del sistema, considerando las pérdidas por fricción y en accesorios. Las ecuaciones para su cálculo se muestran a continuación:

5.1.1 Potencia hidráulica

$$P_h = \rho g H_d Q_{diseño} \quad (27)$$

Donde H_d es la altura dinámica, g es la gravedad, $Q_{diseño}$ es el caudal de 4L/min

5.1.2 NPSH disponible (NPSHA)

$$NPSHA = \frac{(P_{atm} - P_v)}{\rho g} + H_d - h_f \quad (28)$$

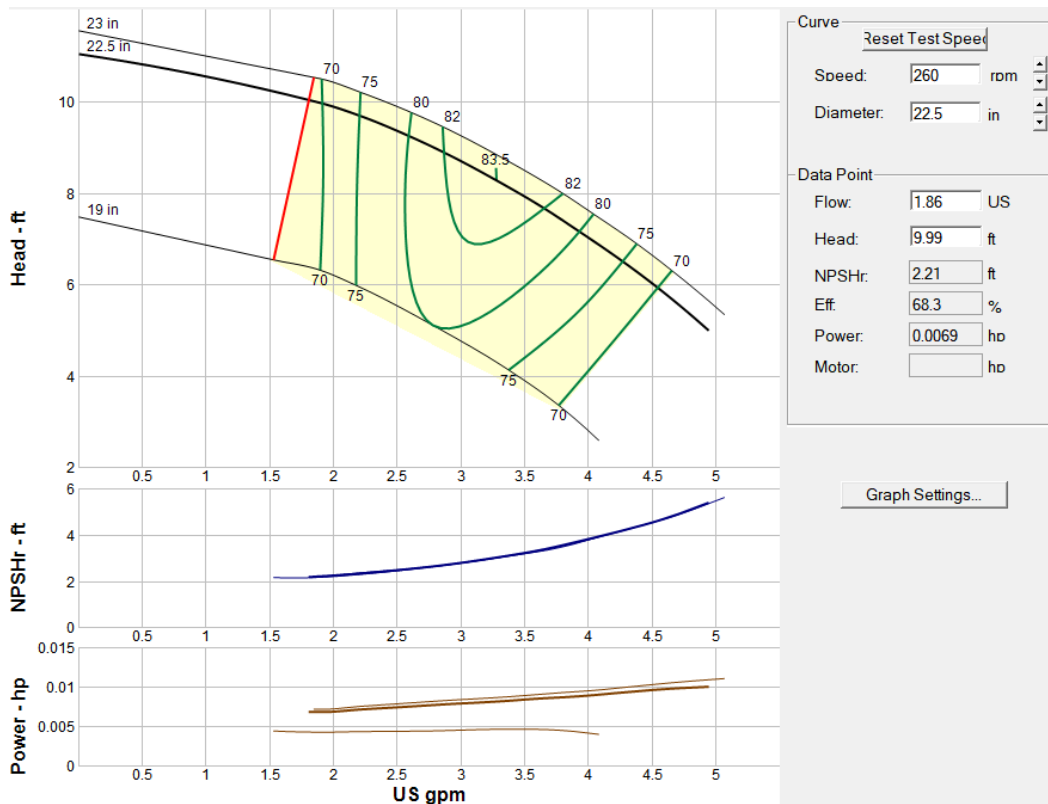
Esta medida representa la cantidad de presión en la entrada de la bomba que está disponible para prevenir la cavitación, un fenómeno que puede causar daños significativos a la bomba y reducir su eficiencia operativa.

Posteriormente se consultaron catálogos comerciales y recursos de Pipe-flow en su versión gratuita de prueba, para seleccionar una bomba que pudiera proporcionar el flujo requerido a la carga dinámica total, por lo que se eligió una bomba cuya operación estuviera cerca del punto de eficiencia óptima (BEP), siguiendo los estándares ANSI/HI para asegurar una operación eficiente y prolongada.

Finalmente, se graficó en la curva seleccionada de rendimiento del sistema junto con la gráfica de rendimiento de la bomba para determinar el punto de operación real tal como lo muestra la Figura 7. Se verificaron aspectos clave como la potencia requerida el cual fue de 5.15 W, el flujo volumétrico real entregado de 1.86 GPM (7.04 l/mim), la eficiencia es del 68.3% y el NPSH necesario de 2.21 ft (0.67m).

Figura 7

Grafica de Rendimiento de una bomba centrífuga A14e 575



También se calculó el NPSH disponible del sistema y se aseguró que fuera al menos un 10% mayor que el NPSH requerido para evitar la cavitación, las ecuaciones de eficiencia y NPSH

se muestran a continuación, para los cálculos se empleó el software Engineering Equation Solver (EES), el código empleado se muestra en el Anexo A.

5.2 Diseño del colector solar parabólico y del receptor

5.2.1 Caso Bucaramanga

Inicialmente, se analizó la irradiancia de Bucaramanga utilizando la plataforma PVGIS (European Commission, 2024), tal como se muestra en la Figura 8. Dicha plataforma, se basa en el histórico de datos del ideam, filtrados y preparados para el diseño de equipos de captación de energía solar. De dicha plataforma se obtuvieron datos mensuales de irradiación solar como se muestra en la Figura 9 y se calculó un promedio anual para entender la disponibilidad de energía solar en la región y de esta manera poder determinar el área del colector y del receptor. Adicionalmente de la irradiancia, se recopilaron datos sobre las temperaturas ambientales (Figura 9) y las velocidades del viento. Estos datos se promediaron para obtener valores representativos que reflejen las condiciones climáticas típicas de Bucaramanga.

Figura 8

Plataforma PVGIS, localización y selección de parámetros

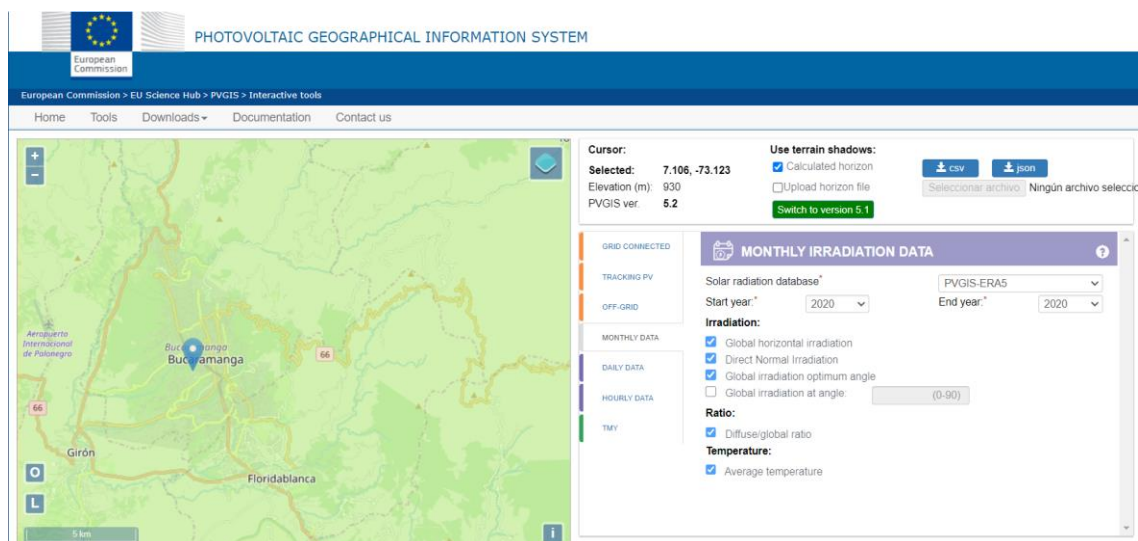


Figura 9

Mediciones de irradiación solar mensual en Bucaramanga para el año 2020

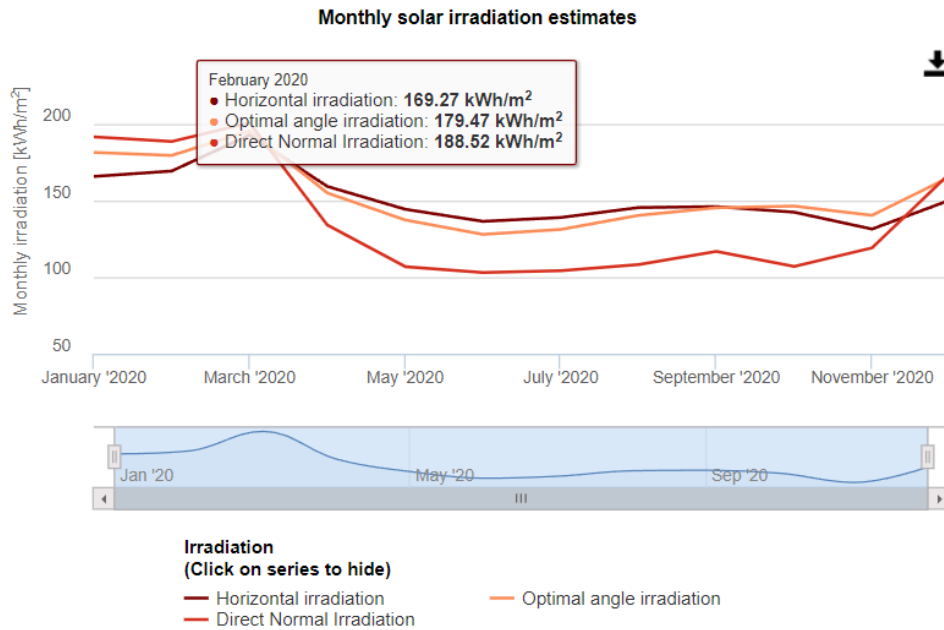
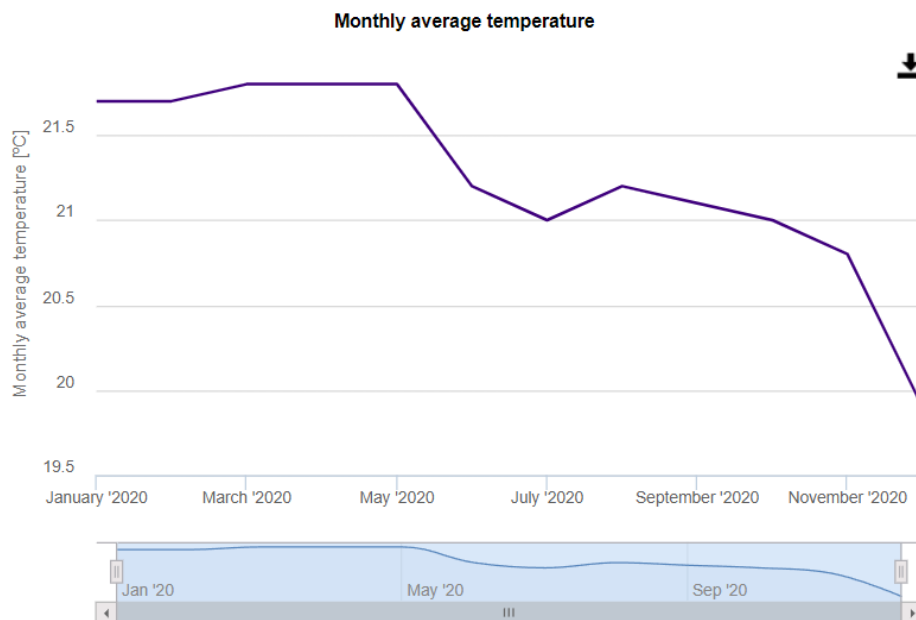


Figura 10

Mediciones de temperatura ambiente mensual en Bucaramanga para el año 2020



Partiendo de la potencia de la bomba como condición de frontera, se estableció el receptor como parámetro inicial para el dimensionamiento del área del colector solar. La potencia requerida por la bomba y el promedio de irradiancia que fue de 211 W/m² e integrando el promedio de temperaturas que fue de 21°C, fueron los parámetros empleados para determinar la energía solar necesaria para su operación y ajustar los cálculos del área del receptor para optimizar la captación de energía solar bajo las condiciones locales.

Para el cálculo del área del receptor, se emplearon las ecuaciones del modelo térmico descritas en el capítulo 4, las cuales se resolvieron simultáneamente utilizando el programa EES, su código se muestra en el Anexo A y Anexo B. El modelo térmico del receptor se centra la potencia de salida, la eficiencia térmica y el calor utilizado en el ciclo, para ello se utilizó la ecuación del balance de energía del receptor junto con las ecuaciones para la potencia que llega al receptor, la pérdida de calor por radiación y la pérdida de calor por convección. Además, se calcularon los coeficientes de transferencia de calor por radiación y por convección para evaluar las pérdidas térmicas y optimizar el diseño del colector solar.

Los resultados del cálculo, con una relación de concentración de 1 para el colector solar y el motor Stirling, se presentan en la Tabla 6. El área del receptor del colector solar se determinó en 80.5 m², con un diámetro de 10.12 m. La potencia del receptor es de 753.3 W, que se utiliza para alimentar una bomba la cual consume una potencia de 52 W y tiene un 70% de eficiencia. Esto implica que la energía susceptible para almacenamiento, cogeneración o venta a la red, considerando la eficiencia del sistema, es de 701.3 W. debido a que en la práctica no existen motores Stirling comerciales que generaren una potencia menor a 750W, el excedente de energía generado tiene un alto potencial de alimentar diferentes etapas de un proceso productivo y no solo de la bomba que, por sus bajos requerimientos de trabajo, necesita de una potencia muy baja.

Tabla 6

Resultados preliminares del receptor con una relación de concentración de $C = 1$

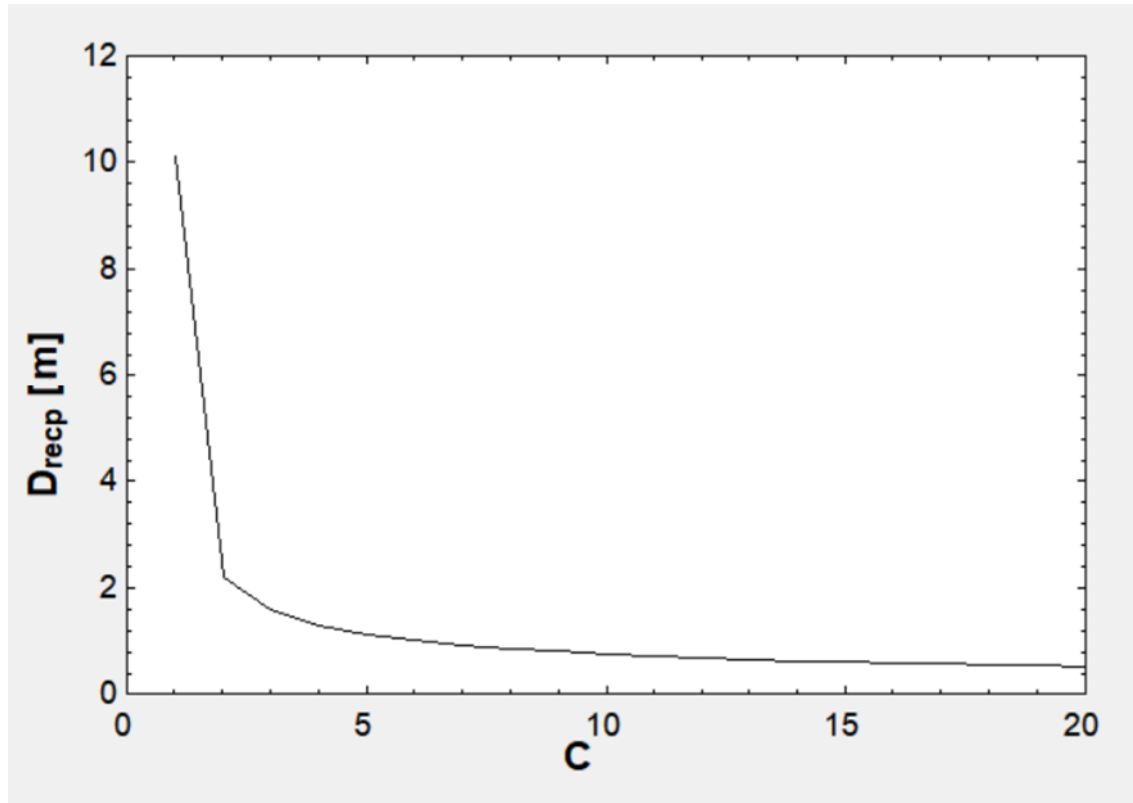
Parámetro	Magnitud	Unidades
Área receptor	80.5	m ²
Diámetro receptor	10.12	m
h_{conv}	9.5	W/K-m ²
h_{rad}	0.002207	W/K-m ²
$q_{receptor}$	753.3	W
Q_{conv}	14531	W
Q_{rad}	3.376	W
Pc	15287	W

En este contexto, el colector solar capta energía solar, la cual es transferida al receptor para ser convertida en calor. Este calor se utiliza para alimentar el motor Stirling, que en este caso tiene una demanda de potencia de 5.2 W. Las pérdidas en el proceso se deben a la conversión y transferencia de energía desde el colector hasta el motor.

Sin embargo, al aumentar la relación de concentración, el diámetro del receptor disminuye, tal como se evidencia en la Figura 11, donde se muestra el diámetro del receptor (en cm) para diferentes valores de la relación de concentración.

Figura 11

Relación de concentración vs diámetro del receptor

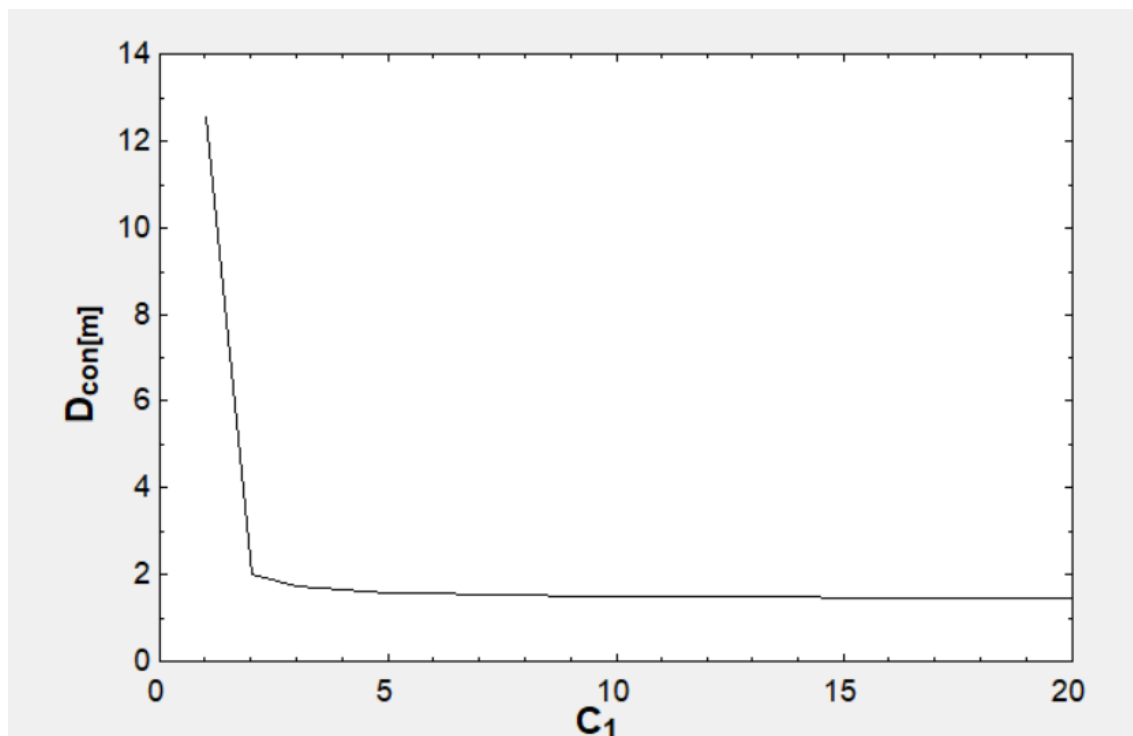


Este fenómeno se debe a que una mayor relación de concentración implica una mayor concentración de la energía solar en un área más pequeña del receptor, por lo que lo tanto, para mantener una eficiencia adecuada en la conversión y transferencia de energía, el diámetro del receptor debe reducirse proporcionalmente a la relación de concentración para optimizar el rendimiento del sistema. En este sentido una mayor relación de concentración implica que la cantidad de energía solar que llega al receptor es mucho mayor en comparación con la cantidad de energía que el receptor puede captar si su área no se reduce. Esta energía concentrada aumenta la densidad de energía en el receptor, lo que permite mejorar la eficiencia en la conversión de energía solar en calor.

Así mismo la Figura 12 muestra cómo el diámetro del receptor disminuye a medida que aumenta la relación de concentración y como aumenta que el diámetro del, inicialmente, en una relación de concentración de 1, ambos diámetros son idénticos, y corresponden a un valor de 10.12 m, lo que indica que no hay concentración de energía. Sin embargo, a medida que la relación de concentración aumenta, el diámetro del receptor se reduce significativamente, esto se ve reflejado desde la relación de concentración de 2, el diámetro del receptor disminuye a 2.194 cm, mientras que el diámetro del colector apenas cambia, manteniéndose en 3.103 m.

Figura 12

Relación de concentración vs diámetro del colector



Este patrón refleja que, con una mayor relación de concentración, la energía solar captada se enfoca en un área más pequeña del receptor. Para manejar de manera eficiente la alta densidad

de energía concentrada, el receptor debe ser más pequeño, permitiendo una conversión y transferencia de energía más efectiva.

Para que el receptor pueda manejar la alta densidad de energía solar concentrada sin sobrecalentarse o perder eficiencia, su área debe ser proporcionalmente menor, por lo que autores como Hafez et al., (2016) recomiendan relaciones de concentración mayores, lo que significa que, al aumentar la relación de concentración, el diámetro del receptor debe disminuir para evitar un exceso de energía que el receptor no pueda procesar eficazmente.

Un receptor más pequeño en un sistema de alta concentración permite que toda la energía concentrada se utilice de manera más efectiva, manteniendo la eficiencia del sistema. Por lo tanto, se asegura que la energía solar concentrada se distribuye de manera uniforme sobre una superficie adecuada, minimizando las pérdidas térmicas y maximizando la transferencia de calor al receptor (Adam, 2018).

A continuación, se muestra un resumen de los diámetros, áreas y pérdidas de calor para diferentes relaciones de concentración.

Tabla 7*Resultados colector solar y receptor a diferentes relaciones de concentración*

C [m ² / m ²]	A_conc [m ²]	A_recep [m ²]	D_con[m]	D_recp [m]	Pc[W]	Q_conv [W]	Q_rad [W]
1	80.5	80.5	10.12	10.12	15287	14531	3.376
2	7.561	3.781	3.103	2.194	1436	682.4	0.1586
3	5.807	1.936	2.719	1.57	1103	349.4	0.08119
4	5.204	1.301	2.574	1.287	988.2	234.8	0.05456
5	4.898	0.9797	2.497	1.117	930.2	176.8	0.04109
6	4.714	0.7857	2.45	1	895.2	141.8	0.03295
7	4.591	0.6558	2.418	0.9138	871.7	118.4	0.0275
8	4.502	0.5628	2.394	0.8465	854.9	101.6	0.0236
9	4.436	0.4928	2.376	0.7922	842.3	88.96	0.02067
10	4.384	0.4384	2.363	0.7471	832.5	79.13	0.01839
11	4.342	0.3948	2.351	0.709	824.6	71.25	0.01656
12	4.308	0.359	2.342	0.6761	818.2	64.81	0.01506
13	4.28	0.3292	2.334	0.6475	812.8	59.43	0.01381
14	4.256	0.304	2.328	0.6222	808.2	54.87	0.01275
15	4.236	0.2824	2.322	0.5996	804.3	50.97	0.01184
16	4.218	0.2636	2.317	0.5793	800.9	47.58	0.01106
17	4.202	0.2472	2.313	0.561	798	44.62	0.01037
18	4.188	0.2327	2.309	0.5443	795.4	42	0.009758
19	4.176	0.2198	2.306	0.529	793	39.67	0.009218
20	4.165	0.2083	2.303	0.5149	790.9	37.59	0.008734
qreceptor r [W]	753.3						

Para determinar la mejor relación de concentración, se consideró un equilibrio entre la potencia captada, las pérdidas térmicas y las dimensiones del colector y receptor, por lo que en base a la Tabla 7, la relación de concentración 1, aunque tiene la mayor potencia captada (15,287 W), presenta áreas del colector y receptor significativamente grandes, así como considerables pérdidas por convección y radiación. En este sentido, en una relación de concentración de 1, no

hay concentración de calor ya que el sistema no está concentrando la radiación solar en un punto específico, por lo que el área del colector y el área del receptor son iguales, lo que implica que la radiación solar que incide sobre el colector no se concentra en una menor área del receptor.

Por lo tanto, la energía solar se distribuye uniformemente sobre el área del receptor sin aumentar la densidad de energía en un punto focal, lo que limita la capacidad del sistema para maximizar la captación de calor.

Mientras que la relación de concentración de 10 se visualiza como la opción óptima, ya que ofrece una potencia captada de 832.5 W con pérdidas por convección y radiación relativamente bajas (79.13 W y 0.01839 W, respectivamente), con un área del receptor (0.4384 m²) y su diámetro (0.7471 m) son adecuados, lo que sugiere un buen ajuste entre la eficiencia térmica y el tamaño del sistema. A continuación, la tabla x muestra un resumen de las áreas y diámetros, así como de la energía captada y perdidas por calor.

Tabla 8

Dimensionamiento colector solar y pérdidas de calor con una relación de concentración de 10 para condiciones de Bucaramanga

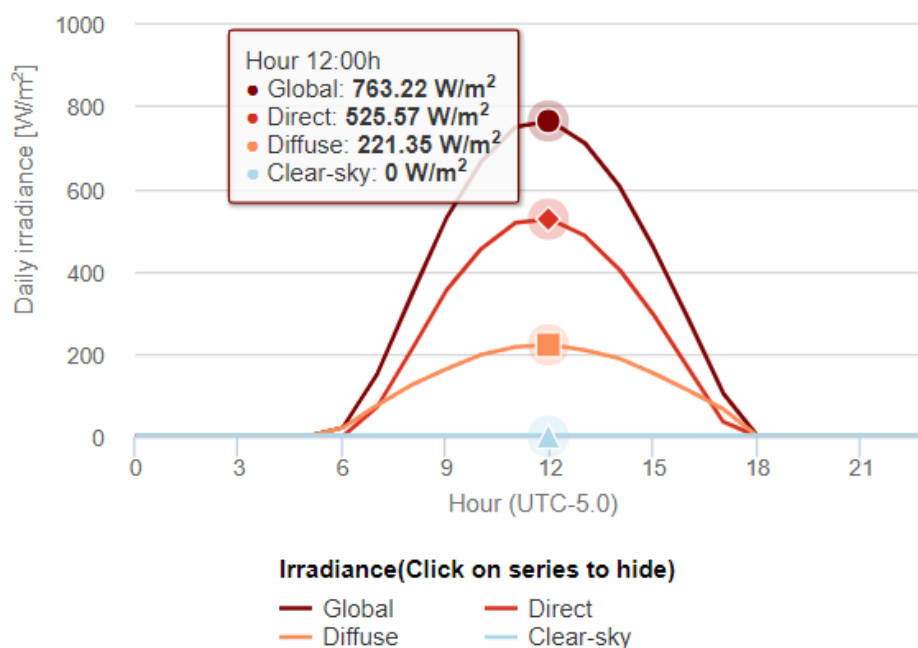
Parámetro	Valor
Área del Colector (A _{con})	4.384 m ²
Diámetro del Colector (D _{col})	0.4384 m
Diámetro del Concentrador (D _{con})	2.363 m
Diámetro del Receptor (D _{recp})	0.7471 m
Potencia Captada (P _c)	832.5 W
Pérdida por Convección (Q _{conv})	79.13 W
Pérdida por Radiación (Q _{rad})	0.01839 W
Potencia Requerida por el Receptor (q _{receptor})	753.3 W

5.2.2 Caso la Guajira

Al igual que para el caso de las condiciones ambientales de Bucaramanga, se empleó la plataforma PVGIS para la estimación del promedio de irradiación solar en la región de estudio de la Guajira, tal como se detalla en la Figura 13. Utilizando esta herramienta, se obtuvo un conjunto de datos que incluye la irradiación global, difusa, directa y de cielo despejado. La irradiación global representa la suma de la irradiación directa y difusa que incide sobre una superficie inclinada, mientras que la irradiación difusa corresponde a la componente dispersa por las moléculas y partículas en la atmósfera, mientras la irradiación directa se refiere a la radiación solar que llega directamente del sol sin dispersión atmosférica, y la irradiación de cielo despejado se calcula bajo condiciones ideales sin nubes.

Figura 13

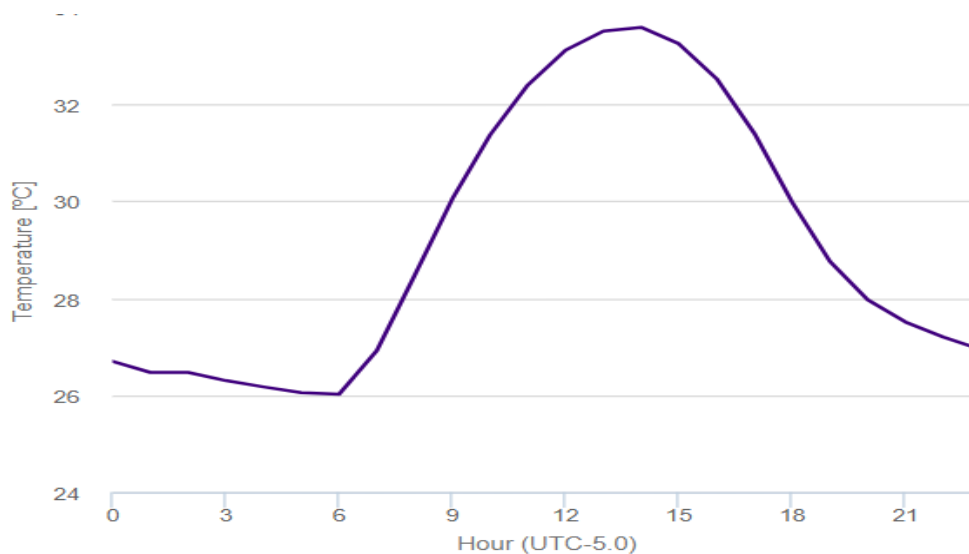
Irradiación solar de un día tipo en la Guajira en base Mediciones de radiación durante el año 2020



Adicionalmente, se extrajo la temperatura promedio de un día tipo para la región (ver Figura 14), lo que proporciona una visión integral del entorno climático en el que se analiza la irradiación solar.

Figura 14

Temperaturas de un día tipo en la Guajira en base a Mediciones durante el año 2020



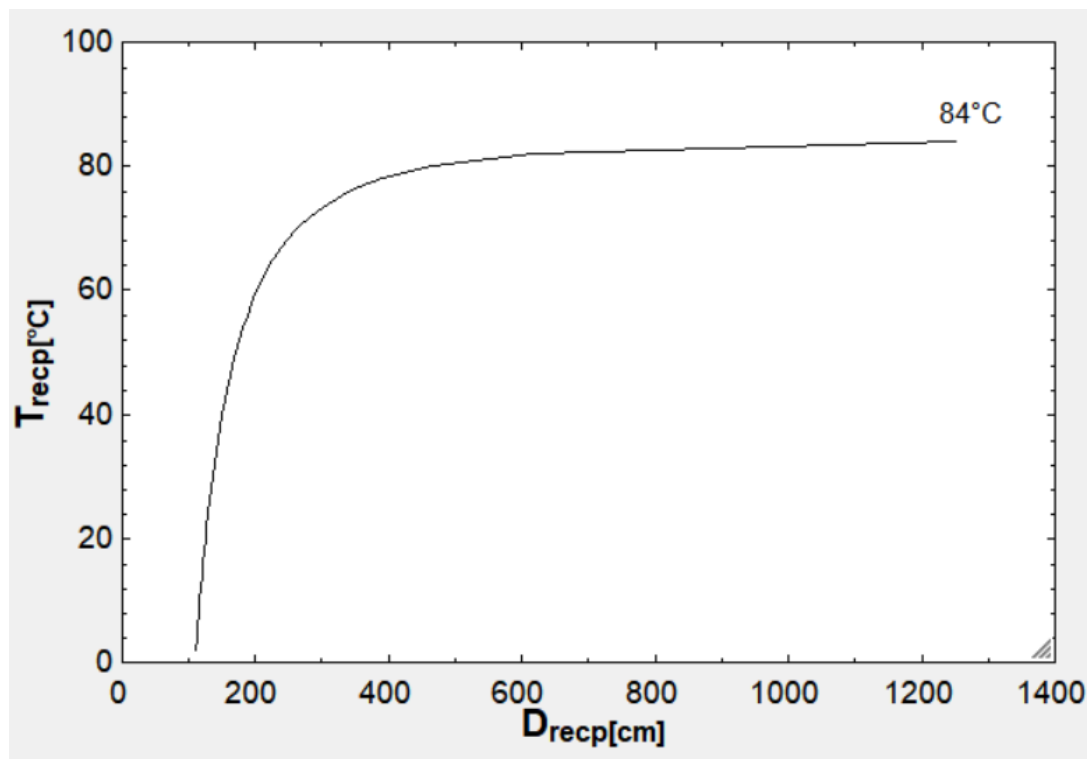
Para dimensionar el área del colector solar, se partió de la potencia de la bomba y se estableció el receptor como parámetro inicial. Utilizando una irradiancia promedio de 525.57 W/m^2 y una temperatura media de $34\text{-}35^\circ\text{C}$, se determinó la energía solar necesaria para su operación. El cálculo del área del receptor se realizó mediante un modelo térmico descrito en el capítulo 4 y resuelto con el programa EES (ver anexo A código completo para el dimensionamiento), considerando factores como la potencia de salida, la eficiencia térmica y las pérdidas de calor por radiación y convección. El anexo B muestra el código en EES con los parámetros de entrada para el dimensionamiento del colector solar.

Para establecer la temperatura máxima de operación admisible del modelo, se optimizó tanto el área como el diámetro del receptor y del colector solar. Se llevó a cabo un análisis de

sensibilidad del diámetro del receptor en función de la variación de la temperatura máxima admisible (Hafez et al., 2016). El objetivo de este análisis fue identificar la temperatura que permite maximizar la eficiencia del sistema y, simultáneamente, obtener el diámetro óptimo del receptor. Dicho análisis se realizó con respecto a una relación de concentración de uno, por lo tanto, la siguiente figura muestra la máxima temperatura al diámetro máximo que se puede obtener para este modelo a las condiciones de radiación solar y temperatura ambiente del departamento de la guajira.

Figura 15

Temperatura del receptor vs diámetro del receptor a una relación de concentración de 1



Con dicho análisis se muestra que la temperatura máxima fue de 84 °C, temperaturas superiores a esta generaban inestabilidad en el modelo y por ende daban resultados erróneos al momento de calcular el área del receptor. En este caso dicha temperatura se ve limitada por la

potencia determinada del receptor la cual es de 753.3W, se aclaró anteriormente la potencia mínima de un motor Stirling comercial es de 750W, por lo que debido a que la potencia requerida por la bomba es muchísimo menor al tratarse de una bomba pequeña de un flujo tan bajo, y una potencia de 7.5W la energía restante es susceptible para emplearse en cogeneración y o almacenamiento o suministro a la red.

Este sentido el diseñar un colector solar para solamente la alimentación de la bomba estaría sujeto a condiciones de diseño con diámetros muy pequeños porque no cumplirían con una especificación comercial por lo cual el modelo se acopla a las especificaciones mínimas del mercado.

En este sentido, con las aclaraciones realizadas, el área del receptor para una relación de concentración de uno se estableció en 123.5 m² con un diámetro de 12.54 m. A continuación, la siguiente tabla muestra el resumen de cada una de las especificaciones tanto del colector como del receptor para diferentes relaciones de concentración.

Tabla 9

Resultados colector solar y receptor a diferentes relaciones de concentración para las condiciones del departamento de la Guajira

C[m²/m²]	A_conc [m²]	A_recep [m²]	D_con [m]	D_recp_1 [m]	Pc[W]	Q_conv [W]	Q_rad [W]
1	123.5	123.5	12.54	12.54	58372	57507	111.4
2	3.148	1.574	2.002	1.416	1487	732.7	1.42
3	2.376	0.7921	1.739	1.004	1123	368.7	0.7144
4	2.117	0.5292	1.642	0.8208	1000	246.3	0.4773
5	1.987	0.3973	1.59	0.7112	938.6	184.9	0.3584
6	1.908	0.3181	1.559	0.6364	901.7	148.1	0.2869
7	1.856	0.2652	1.537	0.581	877	123.4	0.2392
8	1.819	0.2273	1.522	0.538	859.4	105.8	0.2051
9	1.791	0.199	1.51	0.5033	846.1	92.62	0.1795
10	1.769	0.1769	1.501	0.4746	835.8	82.35	0.1596
11	1.752	0.1592	1.493	0.4503	827.6	74.12	0.1436
12	1.737	0.1448	1.487	0.4293	820.9	67.39	0.1306
13	1.725	0.1327	1.482	0.4111	815.2	61.78	0.1197
14	1.715	0.1225	1.478	0.395	810.5	57.03	0.1105
15	1.707	0.1138	1.474	0.3806	806.4	52.96	0.1026
16	1.699	0.1062	1.471	0.3677	802.9	49.44	0.09579
17	1.693	0.09957	1.468	0.3561	799.8	46.35	0.0898
18	1.687	0.09372	1.466	0.3454	797.1	43.62	0.08453
19	1.682	0.08851	1.463	0.3357	794.6	41.2	0.07983
20	1.677	0.08386	1.461	0.3268	792.5	39.04	0.07563
qreceptor [W]	753.3						

Para facilitar la interpretación de los resultados obtenidos para cada relación de concentración, la Figura 16 ilustra la variación del diámetro del concentrador, que se encuentra aproximadamente entre 1.46 m y 1.5 m. En cuanto al receptor, se busca un diámetro óptimo para una relación de concentración de 10, siendo el más adecuado aproximadamente 47.46 cm, dicha

gráfica de variación de diámetro de receptor con respecto oración de concentración se muestra en la Figura 17.

Figura 16

Relación de concentración vs diámetro del concentrador

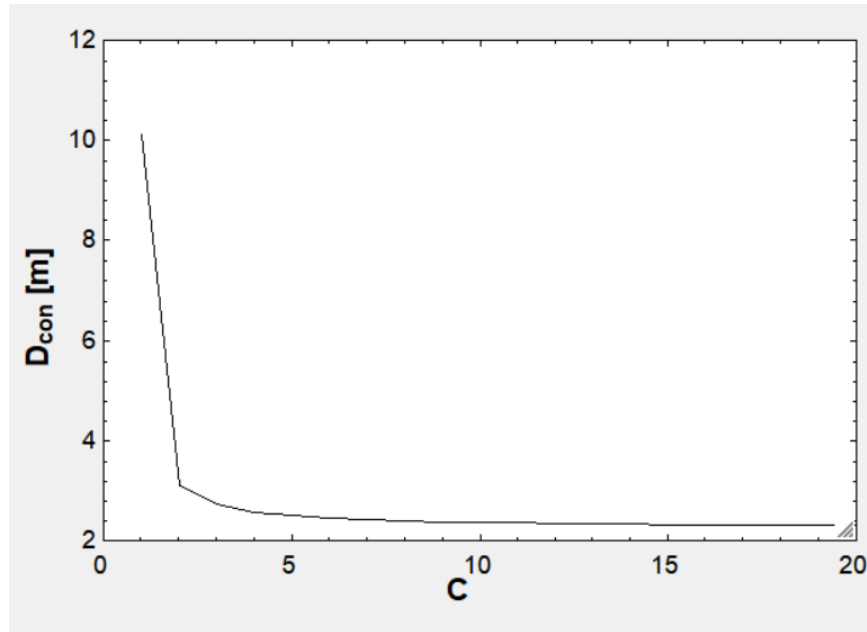
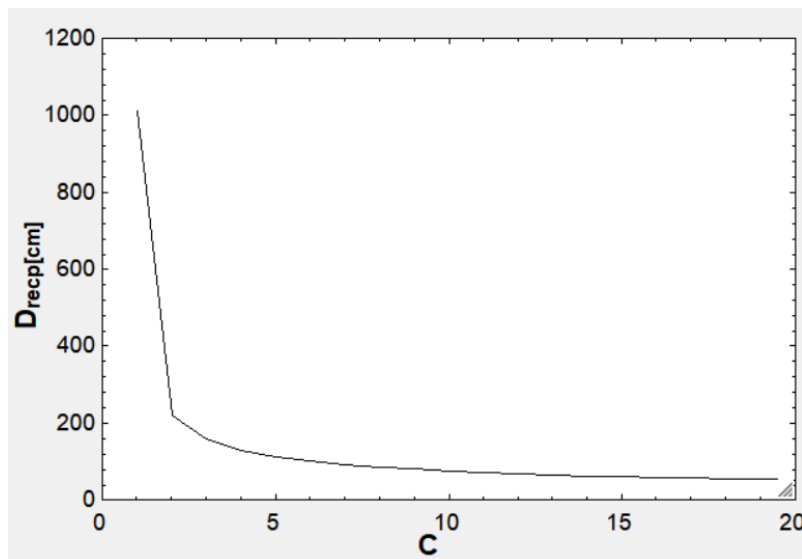


Figura 17

Relación de concentración vs diámetro del receptor



Basado en los resultados obtenidos de áreas y diámetros tanto de concentrado como un receptor y tomando como referente la relación de concentración de 10, según los autores Affandi et al. (2014) y Hafez et al. (2016) se postula como es la más adecuada, se realiza el dimensionamiento del colector solar parabólico:

Tabla 10

Dimensionamiento colector solar y perdidas de calor con una relación de concentración de 10 para condiciones de la Guajira

Parámetro	Magnitud	Unidades
Área receptor	0.1769	m ²
Diámetro receptor	0.4746	m
Área concentrador	1.769	m ²
Diámetro concentrador	1.501	m
$q_{receptor}$	753.3	W
Q_{conv}	82.35	W
Q_{rad}	0.1596	W
Pc	835.8	W

5.2.3 Selección del colector

Para la selección del colector a emplear, se empleó una matriz de selección que se basa en evaluar los parámetros de dimensionamiento y perdidas de calor para cada diseño en los distintos escenarios tanto de la Guajira como de la ciudad de Bucaramanga. Dentro estos parámetros se evaluó el área del colector y del receptor y sus respectivos diámetros, potencia captada, potencia captada y perdidas de energía, a continuación, la se muestra la matriz de selección para el colector.

Tabla 11*Matriz de selección del colector solar*

Criterio	Bucaramanga	La Guajira	Comentarios
Área del Colector	4.384 m ²	1.769 m ²	Bucaramanga tiene un colector de mayor área, lo que permite una captación de energía solar más extensa. Esto es ventajoso en términos de aprovechamiento solar, pero implica mayores costos de material y espacio.
Área del Receptor	0.4384 m ²	0.1769 m ²	Bucaramanga presenta un receptor con mayor área, mejorando la capacidad de absorción y concentración de la energía solar. Esto puede mejorar la eficiencia térmica y reducir la densidad de flujo térmico.
Diámetro del Concentrador	2.363 m	1.501 m	El colector en Bucaramanga tiene un diámetro significativamente mayor, lo que sugiere una mayor capacidad para concentrar la radiación solar en el receptor. Esto puede ser beneficioso para mejorar el rendimiento térmico, pero aumenta la complejidad y el costo de la estructura.
Diámetro del Receptor	0.7471 m	0.4746 m	Bucaramanga también tiene un receptor de mayor diámetro, lo cual es ventajoso para capturar más energía concentrada. Sin embargo, esto puede llevar a un incremento en las pérdidas térmicas si no se gestiona adecuadamente.
Potencia Captada	832.5 W	835.8 W	La Guajira tiene una potencia captada ligeramente superior, lo que podría indicar una mayor eficiencia en la conversión de energía solar, dado su mayor nivel de irradiancia. Sin embargo, la diferencia es marginal.
Pérdida por Convección	79.13 W	82.35 W	Las pérdidas por convección son similares, pero ligeramente mayores en La Guajira. Esto puede deberse a las diferencias en la temperatura ambiente y las condiciones del viento. Menores pérdidas de convección en Bucaramanga podrían reflejar un mejor aislamiento o diseño térmico.

Pérdida por Radiación	0.01839 W	0.1596 W	Bucaramanga presenta una pérdida por radiación considerablemente menor, lo que indica una mayor eficiencia en la retención de calor. Esta reducción en las pérdidas por radiación es crítica para maximizar la eficiencia del colector solar.
Potencia Requerida por el Receptor	753.3 W	753.3 W	Ambos escenarios requieren la misma potencia para el receptor, indicando que el sistema está diseñado para satisfacer la misma demanda de energía térmica.

Por lo tanto, en cuanto al área del colector y del receptor, el diseño del colector en Bucaramanga (4.384 m²) y el área del receptor (0.4384 m²) proporcionan una mayor superficie para captar y concentrar energía solar en comparación con La Guajira (1.769 m² para el colector y 0.1769 m² para el receptor), lo que implica un potencial superior para captación de energía, aunque a costa de mayores requisitos de espacio y costos de material. Así mismo esto se refleja en un mayor diámetro del concentrador y del receptor en Bucaramanga (2.363 m y 0.7471 m, respectivamente), lo que permite una mejor focalización de la energía solar, lo que puede mejorar la eficiencia térmica.

Por otro lado, en cuanto a la potencia captada, se evidencia una ligera ventaja en potencia captada en la Guajira posiblemente atribuible a la mayor irradiancia disponible. En cuanto a las pérdidas de energía son menores las pérdidas por radiación en Bucaramanga 0.01839 W frente a 0.1596 W, lo que reflejan una mayor eficiencia en la retención de calor, mientras que las pérdidas por convección son similares.

En este sentido, el colector dimensionado con condiciones de radiación y temperatura de Bucaramanga se destaca por su capacidad de concentración de energía solar, menor pérdida por radiación y un diseño general que ofrece un mayor potencial de captación y eficiencia térmica. Por lo que el plano del plato solar se muestra en el anexo B.

5.2.4 Dimensionamiento base al diseño colector de condiciones de radiación y temperatura

Para el diseño de un colector solar parabólico, la selección óptima de los parámetros clave de distancia focal, altura del plato y ángulo de borde. Por lo que, en base a las ecuaciones 2-4 se determinan la distancia focal, la altura del plato para diferentes ángulos de borde. En este sentido se destaca para la selección del Angulo adecuado se debe evaluar los parámetros clave de distancia focal que asegura el enfoque correcto de la radiación solar y que la altura del plato afecta la capacidad de captación del colector, así mismo contemplar que el ángulo de borde optimiza la distribución del flujo térmico.

Tabla 12*Altura y distancia focal en base a diversos ángulos de borde*

f [m]	h [m]	ψ	θ
13.53	0.02579	5	6.2914
6.751	0.05167	10	12.3938
4.486	0.07776	15	18.1198
3.35	0.1041	20	23.2903
2.664	0.1309	25	27.7610
2.204	0.1583	30	31.3861
1.873	0.1862	35	34.0563
1.623	0.215	40	35.6811
1.426	0.2447	45	36.2349
1.267	0.2754	50	35.6758
1.135	0.3075	55	34.0396
1.023	0.341	60	31.3825
0.9271	0.3763	65	27.7595
0.8435	0.4136	70	23.2931
0.7697	0.4532	75	18.1192
0.7039	0.4956	80	12.3936
0.6446	0.5412	85	6.2921
0.5906	0.5906	90	0.0000
0.5412	0.6446	95	-6.2927
0.4956	0.7039	100	-12.3938
0.4532	0.7697	105	-18.1189
0.4136	0.8435	110	-23.2908
0.3763	0.9271	115	-27.7574
0.341	1.023	120	-31.3825
0.3075	1.135	125	-34.0478

Por lo que por medio de una matriz de selección como se muestra en la Tabla 12 se evaluó las diferentes combinaciones de parámetros en función de criterios específicos, facilitando la comparación y elección de la opción más adecuada. Por lo tanto, se analizó los factores como la distancia focal, altura, ángulo de apertura del receptor y ángulo de aceptación, con el objetivo de

identificar la combinación óptima de parámetros que maximice la eficiencia del colector mientras se mantiene un equilibrio adecuado entre costo y complejidad. Cabe aclarar que los ángulos de aceptación negativos, en el cálculo numéricamente pueden ser aceptados, desde el punto de vista de diseño, este representa un diseño inadecuado del colector o receptor podría estar causando una interpretación errónea del ángulo de aceptación. Por lo que para estos casos se descartan los valores de altura y distancia focal con ángulos de aceptación inferiores a 0.

Tabla 13

Matriz de selección para parámetros de distancia focal, altura, ángulo de apertura del receptor y ángulo de aceptación

ψ (grados)	Calificación de f	Calificación de h	Calificación de ψ	Calificación de θ	Total
5	2	2	2	3	9
10	3	3	3	4	13
15	4	4	4	5	17
20	4	4	4	4	16
25	5	4	4	4.5	17.5
30	4.5	4	4	5	17.5
35	4.5	4	4	5	17.5
40	4.5	4	4	4.5	17
45	5	4	4	5	18
50	4	4	3	4	15
55	4	4	3	4	15
60	4	3	3	4	14
65	4	3	3	4	14
70	3	3	2	3	11
75	3	3	2	3	11
80	3	3	2	2	10
85	2	3	2	2	9
90	2	3	1	1	7
95	2	2	1	1	6
100	2	2	1	1	6
105	2	2	1	1	6
110	2	2	1	1	6
115	2	2	1	1	6
120	2	2	1	1	6
125	2	2	1	1	6

Por lo tanto, a través de una calificación sistemática de cada factor, la matriz permite destacar las configuraciones que ofrecen el mejor rendimiento en la captación de radiación solar, la concentración de energía y la facilidad de implementación, en base a los siguientes criterios:

5.2.4.1 Distancia focal (f). Una distancia focal mayor mejora la concentración de la radiación solar en el receptor, lo que puede aumentar la eficiencia del colector. Sin embargo, una

distancia focal demasiado grande puede incrementar el costo y la complejidad del diseño. Por lo que 1 es Muy pequeña (problemas de concentración) y 5 Óptima (balance entre eficiencia y costo), mientras 3 es Moderada

5.2.4.2 Altura (h). Se evalúa la altura para asegurarse de que sea suficiente para mantener una buena relación entre el diámetro del receptor y la geometría del colector. Por tanto, Por lo que 1 es Muy pequeña, 5 Óptima y 3 es Moderada.

5.2.4.3 Ángulo de apertura del receptor (ϕ). Define el rango dentro del cual el receptor puede captar la radiación solar. Un ángulo de apertura más amplio permite captar radiación en un rango más amplio de ángulos, pero puede afectar la eficiencia de la concentración, donde 1 Muy grande (dificultad en concentración y montaje), 4 Pequeño (mejor concentración) y 5 Óptimo.

5.2.4.4 Ángulo de aceptación (θ). Refleja la capacidad del colector para capturar la radiación solar en diferentes condiciones. En la evaluación, un ángulo de aceptación mayor indica una mejor capacidad de captación, mientras que el ángulo de apertura debe ser equilibrado para maximizar la eficiencia sin complicar el diseño. Por lo que para la selección 1: Muy bajo (mala captación) 5 es Excelente.

De dicha matriz, se encontró que la combinación de parámetros que ofrece el mejor equilibrio entre eficiencia es la que presenta una distancia focal de 1.426 m, una altura de 0.2447 metros, un ángulo de apertura del receptor 45° y un ángulo de aceptación de 36.23° .

Por lo que, en comparación con otras combinaciones evaluadas, esta opción destaca por su capacidad de captación óptima sin incurrir en costos innecesarios ni complicar el diseño. Así mismo maximiza la eficiencia del colector al mantener un ángulo de apertura que permite una adecuada recepción de la radiación solar sin afectar significativamente la concentración.

5.3 Selección del motor Stirling

En base a los resultados obtenidos del colector solar y el análisis de fluidos de trabajo, se busca seleccionar un motor Stirling que funcione con helio y tenga una potencia de 753 W. Por lo que se consideran diferentes aspectos técnicos y especificaciones como las condiciones de operación tanto de expansión y contracción debido a cambios en la temperatura. Así mismo se debe tener en cuenta el tipo de Motor Stirling, ya se existen diferentes tipos como el motor de pistón simple, de pistón doble y de disco, siendo los más adecuados, los motores de pistón doble o los motores de disco. A continuación, la tabla muestra un resumen de los motores que cumplen los requerimientos.

Tabla 14*Revisión de literatura de motores Stirling que funcionan con helio y cumplen con los requerimientos de generación*

Instituto / Fabricante	Actividades Desde / Publicado	Diseño	Potencia Nominal	Fluido de Trabajo	Presión	Potencia ηeléctrica [kWe]	η [%]	ηtérmica [%]	ηcombinada [%]	Nivel de Desarrollo
Microgen / ÖkoFEN (Schneider et al., 2020)	2012	Pistón libre, β , sincronizado	1 kW	He	25 bar	1.1	13	77	90	Producto comercial
Microgen / Biogen (Oekofen, 2024)	2010	Pistón libre, β , sincronizado	1 kW	He	20 bar	1	13.5	81.1	94.6	Producto comercial
Microgen / Biogen (Oekofen, 2024)	2008	Pistón libre, β , sincronizado	1 kW	He	25 bar	1	15.9	79.4	95.3	Producto comercial
Enerlyt (SIEMENS, 2010)	2004	4-ZGM-1, máquina de 4 ciclos, dos unidades de doble pistón, α , sincronizado	1 kW	N2, He	7 bar	1	12.5	80	92.5	Prueba de campo

Enerlyt / Guntamatic (Technologie et al., 2018)	2004	2-ZGM-1, máquina de 2 ciclos, α , sincronizado	1 kW	N ₂ , He	Hasta 13 bar	1	13	82	95	Prueba de campo
Bosch (Perozziello et al., 2021)	2010	Pistón libre	1 kW	He	–	1	13	82	95	Producto comercial
TMU (Damirchi et al., 2016)	2015	Pistón único, γ	1 kW	He	Hasta 10 bar	0.96	23	65	88	Planta de demostración
SIT (Diouf et al., 2018)	2017	Pistón libre Microgen, β , sincronizado	1 kW	He	23 bar	0.96	23	65	88	Pruebas de laboratorio

Se ha considerado el Microgen / Biogen (2010) debido a su idoneidad en términos de eficiencia, diseño y nivel de desarrollo, ya que este motor es un diseño de pistón libre sincronizado de tipo β , con una potencia nominal de 1 kW y opera con helio a una presión de 20 bar. Su eficiencia combinada de 94.6% destaca por su alta capacidad de conversión de energía, lo que lo convierte en una opción eficiente para aplicaciones que requieren una alta relación entre potencia generada y energía térmica convertida (Oekofen, 2024). Dicho motor presenta una estructura robusta con una eficiencia térmica del 81.1%, lo que implica que una gran proporción de la energía térmica se convierte en energía eléctrica. Esto es crucial para maximizar el rendimiento del motor en aplicaciones donde la eficiencia energética es prioritaria. Las dimensiones (92 cm \times 42.6 cm \times 42.5 cm) indican que el motor está diseñado para ser compacto y manejable, lo que facilita su integración en diferentes entornos operativos, asimismo ya se encuentra de manera comercial y no solo a nivel laboratorio lo que garantiza su disponibilidad en el mercado y soporte técnico continuo.

5.4 Eficiencia global colector y motor Stirling

Para calcular la eficiencia global de un sistema solar con conversión mecánica, es necesario considerar las eficiencias de las diferentes etapas del proceso. Primero, la eficiencia óptica que se refiere a la capacidad del colector solar para captar la radiación solar incidente y convertirla en calor. Esta eficiencia depende de factores como la absorptividad del absorbedor y la transmisividad de la cubierta del colector. A continuación, la eficiencia térmica mide cómo se transforma esa energía captada en energía térmica útil, descontando las pérdidas térmicas por convección y radiación hacia el ambiente. La eficiencia térmica se calcula a partir de un balance energético que considera la diferencia de temperatura entre el colector y el entorno, así como las propiedades de los materiales utilizados en el sistema.

Por último, la eficiencia de conversión mecánica indica qué proporción de la energía térmica generada por el colector solar es convertida en energía mecánica, por ejemplo, mediante un motor Stirling. La eficiencia global del sistema solar se calcula como el producto de estas tres eficiencias.

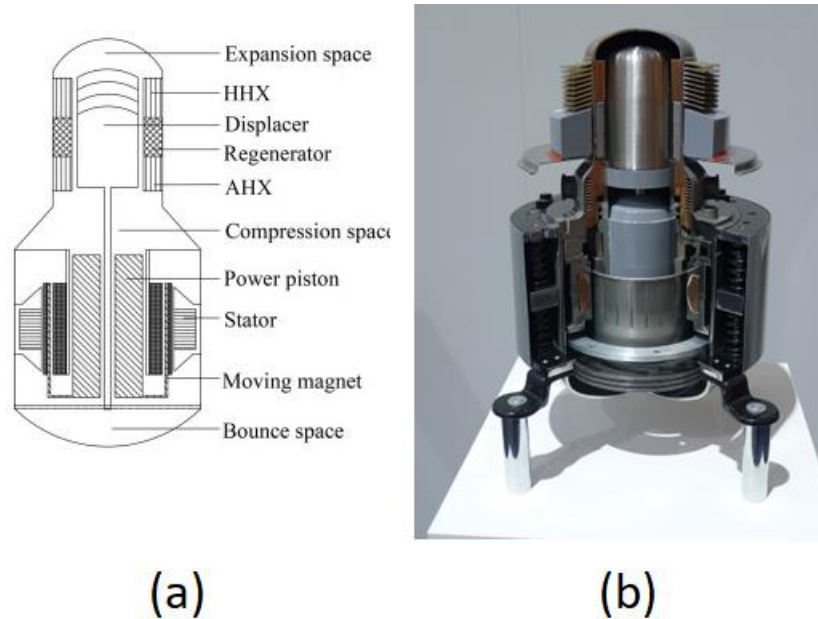
$$\eta_{global} = \eta_{\text{óptica}} \cdot \eta_{\text{térmica}} \cdot \eta_{\text{mecánica}} \quad (29)$$

Calculado a partir del código en EES se obtiene que la eficiencia global fue de 0.3802 o 38.02%.

La eficiencia global del 38.02% sugiere que, aunque el colector solar capta gran parte de la radiación solar, existen pérdidas significativas durante la conversión de la energía térmica en energía mecánica. Estas pérdidas podrían deberse tanto a la disipación de calor en el colector como a la eficiencia limitada del motor en la transformación de calor a trabajo mecánico.

5.5 Sistema de transmisión motor Stirling

Debido a que el motor escogido es un motor Stirling de pistón libre tal como se muestra en la Figura 18 su funcionamiento se basa en la resonancia acústica y el acoplamiento (Zhu et al., 2019). Dicho motor se basa en los pistones móviles que no están vinculados a un cigüeñal para extraer energía, lo que significa que no hay partes giratorias, sino que el movimiento de los dos pistones, indicados como pistón de trabajo y desplazador, está acoplado a través de la dinámica de presión del gas (Perozziello et al., 2021). Por lo general estos tipos de generadores trabajan con 40 a 60 Hz y una eficiencia del 28 al 30% en la generación de energía eléctrica. El plano del anexo C muestra el el esquema del motor empleado.

Figura 18*Diagrama esquemático y motor Stirling Microgen*

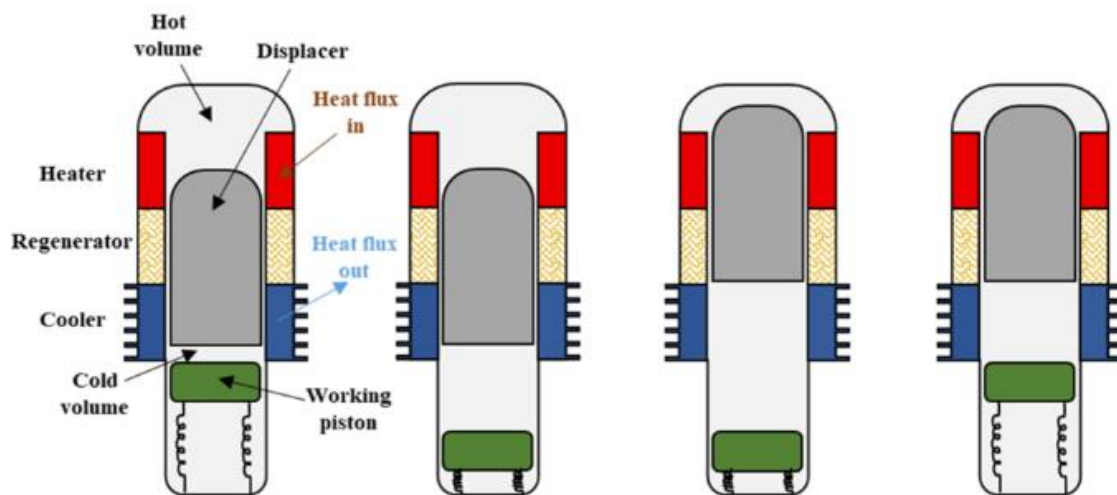
El motor Stirling de pistón libre desarrollado consta de dos componentes principales: un pistón libre tipo β y un alternador lineal, que están acoplados acústicamente (Zhu et al., 2019). El pistón incluye un intercambiador de calor ambiental (AHX), un regenerador, un intercambiador de calor caliente (HHX), un desplazador, un espacio de compresión y un espacio de expansión. La potencia de salida se toma de un alternador lineal, dicho motor cuenta con un imán permanente al pistón de trabajo, que produce electricidad directamente a partir de la carrera lineal del pistón, que se mueve a través de la bobina de campo del alternador (Jiang et al., 2022).

En este sentido el desplazador, transmite la potencia acústica al alternador lineal y recupera parte de ella para enviarla al regenerador. Dicho alternador lineal está compuesto por un imán permanente, un estator, un pistón de potencia y un espacio de rebote, donde el desplazador y el pistón están acoplados coaxialmente para aumentar la compacidad del sistema.

Durante el funcionamiento el gas de trabajo calentado se expande, empujando el pistón de trabajo, donde el desplazador mueve el gas de trabajo desde el espacio caliente al espacio frío, por lo que el pistón de trabajo se mueve hacia arriba y el desplazador se mueve hacia abajo, lo que resulta en la transferencia del gas desde el volumen frío al volumen caliente, a través del regenerador (Perozziello et al., 2021). De este modo, se produce una variación cíclica de presión que resulta en trabajo mecánico y se convierte en energía eléctrica por un sistema de amortiguación de resorte interior. Este proceso se muestra en la a continuación:

Figura 19

Modo de funcionamiento de un motor Stirling Microgen

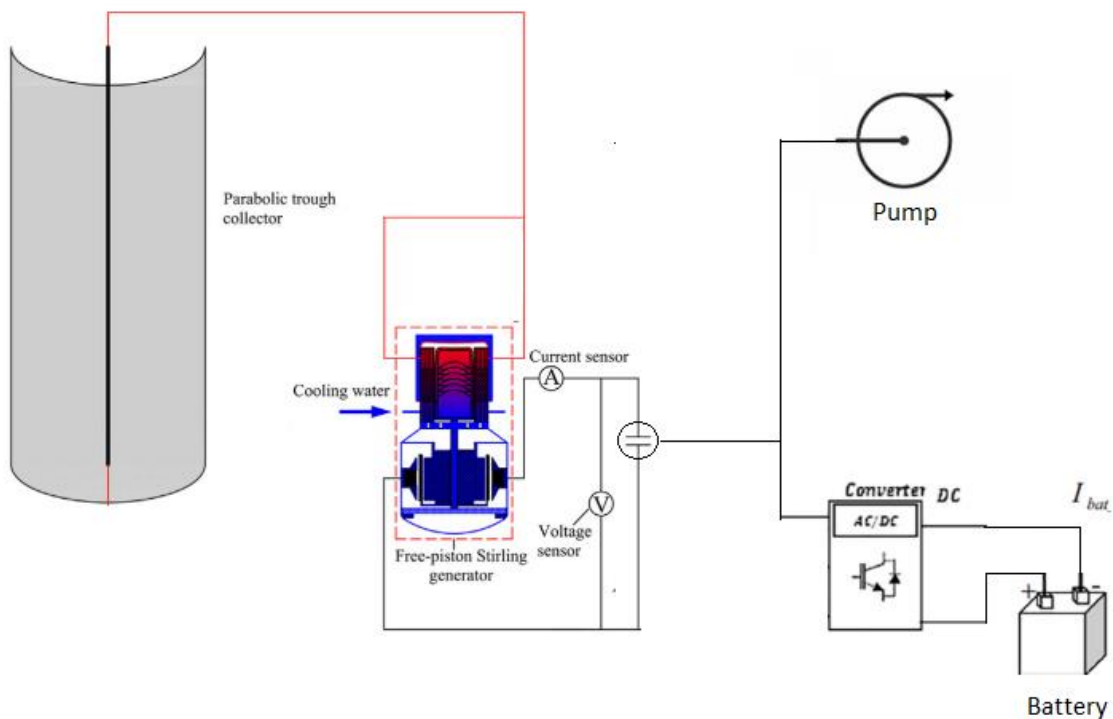


En este sentido, el motor Stirling de pistón libre, acoplado a un microgenerador de imán permanente, convierte la energía mecánica en energía eléctrica en forma de corriente alterna (AC) (Perozziello et al., 2021). La salida del generador es AC de baja frecuencia, generalmente entre 50 y 60 Hz, dependiendo de las características de diseño del sistema, así mismo para la transmisión de la energía eléctrica hacia la bomba centrífuga, que funciona con AC, se utiliza un cableado trifásico o monofásico con una protección adecuada como fusibles o disyuntores que protegen el sistema de sobrecargas.

El circuito incluye un interruptor de desconexión para aislar la bomba cuando no se requiera su operación. El exceso de energía no consumida por la bomba se deriva hacia un convertidor AC/DC, que rectifica y filtra la señal AC, convirtiéndola en corriente continua DC, la cual se envía a la batería a través de un regulador de carga, que gestiona el voltaje y evita sobrecargas o descargas profundas de la batería, asegurando una transmisión eficiente y segura de la energía eléctrica para su almacenamiento. A continuación, se muestra un esquema del sistema.

Figura 20

Esquema de conexión de transmisión de energía a la bomba y a la batería



6. Identificación de los beneficios ambientales y energéticos del proyecto

En lo que respecta a la identificación de los beneficios obtenidos, tanto a nivel ambiental como energético, en primera medida, se toma de base para el desarrollo de este objetivo, la información consignada en la bibliografía debidamente consultada, lo que permitiera dar una vista tanto a los parámetros fisicoquímicos, termodinámicos, materiales seleccionados, fluidos de trabajo, entre otros factores que son relevantes para desarrollar este objetivo.

Dentro del presente capítulo, se abordarán dos subcapítulos, el primero el análisis de los beneficios ambientales alcanzados por el diseño y en el segundo la identificación de los beneficios energéticos que se ha logrado alcanzar con el planteamiento de diseño dentro de este proyecto.

6.1 Beneficios ambientales

Hay una variedad de beneficios ambientales que se busca alcanzar con el adecuado diseño de un motor Stirling, sin embargo, dentro de este proyecto se ha enfocado en abordar los más importantes.

6.1.1 Reducción de las emisiones de CO₂

Al proponer un diseño de un sistema cuya fuente principal de energía es la solar, se busca reducir de forma significativa las emisiones de gases efecto invernadero, al buscar alternativas a los combustibles que alimenten el motor y que produzcan como subproducto de la quema del combustible gases efecto invernadero como el CO₂.

Al sustituir en la propuesta el uso de combustibles fósiles por energía solar, se evita la combustión del mismo, generando la liberación a la atmósfera de gases efecto invernadero, por lo cual al obtener de la luz solar aproximadamente un kilovatio-hora, se busca evitar emitir cerca de una tonelada de CO₂.

Por otro lado, al emplear energía solar como fuente, se obtendrá un rendimiento mayor del sistema comparado a un motor convencional, debido a la vida útil que proyecta el uso de un sistema solar. Su vida media se espera sea de varias décadas, reduciendo a largo plazo las emisiones de gases efecto invernadero, adicional a aportar a las metas de los objetivos de desarrollo sostenible siendo un factor clave en la mitigación de cambio climático.

6.1.2 Minimización de la huella ecológica

Mediante este indicador, se busca medir el impacto ambiental de las actividades humanas en un campo en específico, donde se tiene en cuenta factores como el consumo de recursos naturales para realizar una actividad, la tasa en un periodo de tiempo de desechos generados o el desperdicio energético en dicha actividad. Al proponer dentro del diseño de un sistema de energía solar para un motor Stirling, se disminuye la explotación de recursos naturales, los procesos de obtención de energía no tienen un impacto significativo al ambiente a diferencia de la explotación de suelos para obtener petróleo y sus derivados y los impactos de generación de energía solar son menores a los del uso de combustible.

Finalmente, al tener una vida media superior los recolectores solares, a los sistemas de funcionamiento por combustible, se reduce el impacto ambiental en los procesos de fabricación y disposición final de ellos sistemas.

6.1.3 Preservación de recursos naturales

El consumo de recursos finitos como son el carbón, gas natural y petróleo, genera que los sistemas a largo plazo que funcionan a partir de combustibles fósiles sean insostenibles debido a la demanda energética a nivel mundial. Por lo cual el uso de energía solar dentro del sistema apoya el proceso de transición hacia nuevas energías limpias y renovables como es la solar, disminuyendo la presión en ecosistemas afectados por la extracción de otros productos.

Por esta razón, al plantear un sistema que explore el uso de fuentes renovables como la solar, se evita la extracción de recursos limitados, lo que conllevaría a la destrucción de hábitats, contaminación y daño en suelos y fuentes acuíferas, emisión de gases efecto invernadero, entre otros impactos positivos.

6.2 Beneficios energéticos

Dentro de los principales beneficios en lo que respecta a los resultados energéticos del sistema es posible resaltar los siguientes.

6.2.1 Eficiencia energética

Se observa mediante el diseño planteado es la elevada eficiencia de conversión de energía obtenido mediante el empleo de energía solar. Sin embargo, cabe aclarar que solo un porcentaje de la energía genera es empleada para el funcionamiento de la bomba y el restante es susceptible al aprovechamiento energético en otros subprocesos o para el almacenamiento térmico. Al considerar cada parámetro o factor de diseño presentado tanto en el diseño de los paneles solares, como los factores de los colectores solares, utilización de la energía, se ha obtenido una optimización maximizada a partir de la radiación solar disponible en ciudades como Bucaramanga, permitiendo su transformación en energía mecánica y eléctrica con mínimas pérdidas.

6.2.2 Autonomía energética

Al contar con un sistema de bombeo de agua que funciona por un motor alimentador por energía solar, se obtiene un sistema remoto que puede trabajar en áreas remotas por prolongados periodos de tiempo, respondiendo a problemas en regiones apartadas de la red eléctrica, permitiendo a las comunidades apartadas tener acceso a recursos hídricos sin una elevada inversión en equipos como generadores o la necesidad de infraestructuras complejas.

Por otro lado, al trabajar de forma autónoma y dependiendo netamente de la luz del sol, es un sistema prometedor para sectores como el agrícola, ofreciendo un suministro constante de agua potable para riego.

6.2.3 Potencial de escalabilidad

Finalmente, como potencial de escalabilidad, un diseño modular como el propuesto, con funcionamiento a partir de la explotación de la energía solar, va a permitir que estos sistemas se adapten a diferentes necesidades, espacios y tamaños. Se plantean diseño a pequeña escala para uso doméstico, hasta su empleo para instalaciones de tipo industrial, buscando maximizar su impacto energético.

Consecuencia a la escalabilidad que prometen estos sistemas, se podrá proponer replicas para diferentes condiciones de regiones en diferentes partes del país, no netamente para Bucaramanga, permitiendo manejar variables como las condiciones climáticas, lo que va a contribuir de manera significativa a la promoción de energías renovables y aporte a los ODS en el país.

6.3 Comparativa en costos

El motor Stirling Microgen M-CHP es una opción competitiva en el mercado de microgeneración de energía. Con un precio de 4.500 € y una capacidad de salida eléctrica de 1 kW, su coste específico por kWe es de 4.090 €/kWe, posicionándose como uno de los más asequibles en comparación con otras tecnologías similares. Además, ofrece una versatilidad térmica con salidas que van de 15 a 36 kW. Frente a otras opciones, como el WhisperGen (6.000 € y 4.500 €/kWe) o el Lion Powerblock (12.500 € y 4.170 €/kWe), el Microgen presenta una mejor relación costo-beneficio, especialmente en cuanto a capacidad térmica y precio total.

En cuanto a las ventajas del Microgen M-CHP frente a competidores como el Sunmachine (23.000 €) o el SoloStirling 161 (25.000 €), es considerablemente más económico, con un costo de adquisición significativamente menor. Además, el Microgen tiene una capacidad térmica más alta, lo que lo convierte en una opción más eficiente para usuarios que requieren tanto energía eléctrica como calefacción en sus hogares o pequeñas industrias. Por lo tanto, su equilibrio entre precio, eficiencia y versatilidad térmica lo hace una opción atractiva en el sector de los motores Stirling.

7. Conclusiones

La selección de la bomba, su eficiencia y potencia son aspectos fundamentales, por lo tanto, basado en las especificaciones del sistema, como los requisitos de caudal y altura dinámica, y la comparación con catálogos comerciales, ha sido posible determinar la potencia hidráulica necesaria para la bomba de 7.52 W, junto con el análisis del NPSH disponible y requerido, garantizando que la bomba operará de manera eficiente de 68.3% sin riesgos de cavitación.

El diseño del colector solar y el receptor en Bucaramanga, con áreas de 4.384 m² y 0.4384 m², respectivamente, presenta una ventaja en la captación y concentración de energía solar frente a La Guajira, cuyos colectores y receptores son más pequeños (1.769 m² y 0.1769 m²). La mayor superficie del colector en Bucaramanga favorece una mejor focalización de la energía solar, aumentando su eficiencia térmica. Aunque La Guajira capta ligeramente más potencia debido a su mayor irradiancia, las pérdidas por convección son similares en ambas regiones.

A través del cálculo de parámetros y el uso de una matriz de selección, se determinó una distancia focal de 1.426 m, una altura del receptor de 0.2447 m, y ángulos de apertura y aceptación de 45° y 36.23°, respectivamente. Esta combinación asegura un ángulo de aceptación amplio que optimiza la captación de radiación solar, mientras que la distancia focal y la altura elegidas garantizan una concentración y alineación eficientes del sistema, logrando un equilibrio entre rendimiento y viabilidad económica y técnica.

En este contexto, un colector solar más compacto representa una solución eficiente en el uso del espacio, lo que lo convierte en una opción ideal para entornos con restricciones de superficie, como techos urbanos y aplicaciones móviles. No obstante, esta reducción en el tamaño puede restringir su capacidad de captación de energía, particularmente en condiciones de baja

radiación. Además, para preservar la eficiencia energética, podría ser necesario implementar tecnologías avanzadas, lo que podría incrementar los costos de fabricación. Por lo tanto, es fundamental equilibrar la compacidad del diseño con la necesidad de optimizar la captación de energía y controlar los costos asociados.

La elección del motor Stirling entre diversas opciones analizadas ha llevado a la selección del motor Microgen/Biogen como la alternativa más adecuada. Este motor destaca por su alta eficiencia combinada del 94.6%, su diseño robusto y su capacidad para operar con helio como fluido de trabajo. Además, con una potencia de salida nominal de 1 kW, supera ampliamente los requisitos mínimos establecidos de 751 W. Esta combinación de características no solo garantiza un rendimiento óptimo, sino que también asegura una solución confiable y eficaz para las necesidades energéticas planteadas

8. Recomendaciones

Basado en los resultados obtenidos, se sugieren algunas recomendaciones para trabajos futuros que podrían optimizar y ampliar el impacto del proyecto. En primer lugar, sería beneficioso investigar materiales reflectantes más eficientes que permitan reducir las pérdidas de energía por convección y radiación, mejorando así el diseño del colector solar y la eficiencia del sistema. Además, se podría explorar la ampliación del sistema a aplicaciones industriales más grandes, considerando su integración con tecnologías de almacenamiento de energía, lo que maximizaría su uso en momentos de baja irradiación solar.

Por otro lado, sería interesante evaluar el rendimiento del motor Stirling utilizando otros gases, como mezclas de hidrógeno y helio, para mejorar su rendimiento termodinámico y reducir

costos. También se recomienda probar el sistema en diversas regiones geográficas con climas más extremos para observar cómo varían su eficiencia y viabilidad.

En cuanto a la mejora del seguimiento solar, la implementación de sistemas automatizados y controlados por sensores o inteligencia artificial podría incrementar significativamente la eficiencia del sistema. Por último, un análisis económico más detallado, comparando los costos del sistema Stirling con otras tecnologías existentes como los paneles solares fotovoltaicos, ayudaría a evaluar su viabilidad comercial y su potencial de escalabilidad.

Referencias Bibliográficas

- Adam, A. (2018). Comprehensive Design of Stirling Engine Based Solar Dish Power Plant with Solar Tracking System. *Journal of Electrical & Electronic Systems*, 07. <https://doi.org/10.4172/2332-0796.1000248>
- Affandi, R., Gan, C., & Ab Ghani, M. R. (2014). Development of Design Parameters for the Concentrator of Parabolic Dish (PD) Based Concentrating Solar Power (CSP) under Malaysia Environment. *The Journal of Applied Science and Agriculture*, 9, 42-48.
- Andraka, C. E., Rawlinson, K. S., Moss, T. A., Adkins, D. R., Moreno, J. B., Gallup, D. R., & Cordeiro, P. G. (1996). *STIRLING THERMAL MOTORS 4-120 STIRLING ENGINE*.
- Babikir, M. H., Chara-Dackou, V. S., Njomo, D., Barka, M., Khayal, M. Y., Legue, D. R. K., & Gram-Shou, J. P. (2020). Simplified Modeling and Simulation of Electricity Production from a Dish/Stirling System. *International Journal of Photoenergy*, 2020(1), 7398496. <https://doi.org/https://doi.org/10.1155/2020/7398496>
- Damirchi, H., Najafi, G., Alizadehnia, S., Mamat, R., Nor Azwadi, C. S., Azmi, W. H., & Noor, M. M. (2016). Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1460-1469. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.118>
- Diouf, M. L., Mabe, A., & Takami, H. (2018). Power Generation from Wood-Pellet Free-Piston Stirling Engine Generator. *International Journal of Electrical, Electronics and Data Communication (IJEEDC)*, 6(1), 54-58.
- European Commission. (2024). *Photovoltaic Geographical Information System*. PVGIS Interactive tools. https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR

- Hafez, A. Z., Soliman, A., El-Metwally, K. A., & Ismail, I. M. (2016). Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis. *Energy Conversion and Management*, 126, 60-75. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.067>
- Jiang, Z., Yu, G., Zhu, S., Dai, W., & Luo, E. (2022). Advances on a free-piston Stirling engine-based micro-combined heat and power system. *Applied Thermal Engineering*, 217, 119187. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119187>
- Kennedy, C. E., Smilgys, R. V, Kirkpatrick, D. A., & Ross, J. S. (1997). Optical performance and durability of solar reflectors protected by an alumina coating. *Thin Solid Films*, 304(1), 303-309. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0040-6090\(97\)00198-3](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0040-6090(97)00198-3)
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7(2), 131-154. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00053-9](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00053-9)
- Lai, X., Yu, M., Long, R., Liu, Z., & Liu, W. (2019). Dynamic performance analysis and optimization of dish solar Stirling engine based on a modified theoretical model. *Energy*, 183, 573-583. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.131>
- Li, J.-Q., Kwon, J.-T., & Jang, S.-J. (2020). The Power and Efficiency Analyses of the Cylindrical Cavity Receiver on the Solar Stirling Engine. En *Energies* (Vol. 13, Número 21). <https://doi.org/10.3390/en13215798>
- Malik, M. Z., Shaikh, P. H., Zhang, S., Lashari, A. A., Leghari, Z. H., Baloch, M. H., Memon, Z. A., & Caiming, C. (2022). A review on design parameters and specifications of parabolic solar dish Stirling systems and their applications. *Energy Reports*, 8, 4128-4154. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.03.031>
- Mohammadnia, A., Rezania, A., Ziapour, B. M., Sedaghati, F., & Rosendahl, L. (2020). Hybrid

- energy harvesting system to maximize power generation from solar energy. *Energy Conversion and Management*, 205, 112352.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112352>
- Oekofen. (2024). *Homepage*. <https://www.oekofen.com/>
- Perozziello, C., Grosu, L., & Vaglieco, B. M. (2021). Free-Piston Stirling Engine Technologies and Models: A Review. En *Energies* (Vol. 14, Número 21).
<https://doi.org/10.3390/en14217009>
- Popiel, C. O. (2008). Free Convection Heat Transfer from Vertical Slender Cylinders: A Review. *Heat Transfer Engineering*, 29(6), 521-536. <https://doi.org/10.1080/01457630801891557>
- Salih, S. A., Aljashaami, B. A., Qasim, M. A., Mola, A. H., Shcheklein, S. E., & Dubinin, A. M. (2023). The Influence of Working Fluid on Stirling Engine Performance. *Proceedings of the 2023 5th International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering, REEPE 2023*, 5, 1-5. <https://doi.org/10.1109/REEPE57272.2023.10086916>
- Sandoval, O. R., Caetano, B. C., Borges, M. U., García, J. J., & Valle, R. M. (2019). Modelling, simulation and thermal analysis of a solar dish/Stirling system: A case study in Natal, Brazil. *Energy Conversion and Management*, 181, 189-201.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.005>
- Sarkar, J., & Bhattacharyya, S. (2012). Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic dish Stirling engine solar power plant. *Archives of Thermodynamics*, 33(4), 23-40.
<https://doi.org/10.1002/er>
- Schneider, T., Müller, D., & Karl, J. (2020). A review of thermochemical biomass conversion combined with Stirling engines for the small-scale cogeneration of heat and power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110288.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110288>

- Sharaf, M. A., Rafi, K. M., & Soliman, A. M. (2017). Performance analysis of different working gases for concentrated solar gas engines: Stirling & Brayton. *Energy Conversion and Management*, 150, 651-668. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.008>
- SIEMENS. (2010). *Forschung und Entwicklung*. Mikro-BHKW mit Heißgasmotor auf Holzpellets-Basis. <https://enerlyt.de/leistungen/forschung-und-entwicklung.html>
- Singh, U. R., & Kumar, A. (2018). Review on solar Stirling engine: Development and performance. *Thermal Science and Engineering Progress*, 8, 244-256. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.08.016>
- Stine, W. B., & Geyer, M. A. (2010). Concentrator Optics. En *Power From The Sun*. Library of Congress. <http://www.powerfromthesun.net/>
- Technologie, S., Vortrag, E., & Gimsa, A. (2018). *Die stromerzeugende Pelletsheizung mit 2-Zyklen-Stirlingmotor im Versuchsbetrieb*.
- Zhu, S., Yu, G., Ma, Y., Cheng, Y., Wang, Y., Yu, S., Wu, Z., Dai, W., & Luo, E. (2019). A free-piston Stirling generator integrated with a parabolic trough collector for thermal-to-electric conversion of solar energy. *Applied Energy*, 242, 1248-1258. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.169>

Apéndices

Apéndice A. Código de EES para los cálculos de dimensionamiento del colector solar parabólico

"Dimensionamiento de la bomba"

"Definir los datos de entrada"

Hd = 3 [m] "Altura dinámica total en metros"

Q_diseño_L_min = 4

Q_diseño = Q_diseño_L_min / 1000 / 60 "Caudal de diseño en m³/s (convertido de 4 L/min a m³/s)"

T = 25 [°C] "Temperatura del agua en K (convertido de 25°C)"

eff_conversion = 0,683

"Constantes adicionales"

Patm = 101325 [Pa] "Presión atmosférica en Pa"

hf = 0,5 "Pérdidas de fricción en metros de columna de agua"

Pv = P_sat(Water; T=T) "Presión de vapor en Pa"

"Densidad y gravedad"

rho = Density(Water; T=T; P=Patm) "Densidad del agua en kg/m³"

g = 9,81 [m/s²] "Aceleración debida a la gravedad en m/s²"

"Calcular la potencia hidráulica"

P_h = rho * g * Hd * Q_diseño "Potencia hidráulica en W"

"Datos de la bomba seleccionada"

"modelo = A-TEAM A14E 575"

"Calculo de la velocidad"

Q_real_L_min = 1,86 * 3,7854

P_bomba = 0,0069 * 745,7 [kJ/s]

NPSHR = 2,21 * 0,3048 [m] "NPSH requerido en metros"

Nr = 1,1 * NPSHR

"Calcular la potencia requerida por la bomba"

P_bomba = P_h / eff "Potencia requerida en W"

P_HP = P_bomba / eff_conversion "Convertir potencia a caballos de fuerza (HP)"

"Calcular la NPSH disponible (NPSHA)"

NPSHA = (Patm - Pv) / (rho * g) + Hd - hf "NPSHA en metros"

"Dimensionamiento receptor, preliminar"

{Constantes de diseño}

Is = 211 [W/m²] {irradiacionsolar}

T_inf = 25 [°C] {Temperatura ambiente}

```

T_recp=44 [°C]    {Temperatura maxima del receptopr}
epsilon=0,8      {emisividad}
eta_opt=0,9      {eficiencia optica}
KB=5,670373E-8  {Temperatura ambiente}
eta_mS=0,01
qreceptor=P_HP/eta_mS          {potencia requerida}
qreceptor=Pc-Q_rad-Q_conv      {balance de energia}
Q_rad =A_recep*h_rad*(T_recp-T_inf) ` {perdida de calor por radiación}

Q_conv =A_recep*h_conv*(T_recp-T_inf) {perdida de calor por conveccion}
h_conv=5,7+3,8                  {coeficiente de transferencia de calor por conveccion}
{coeficiente de transferencia de calor por radiacion}
h_rad=epsilon*KB*(T_recp^2+T_inf^2)*(T_recp-T_inf)
Pc=Is*A_recep*eta_opt          {Potencia por captacion solar}
A_recep=pi*D_recp^2/4

```

"Dimensionamiento receptor variacion factor de concentracion"

N2=10

```

h_conv1=h_conv
h_rad1=h_rad

```

N=20

```

Duplicate j=1;N
  C_1[j]=j
  qreceptor_1[j]=P_HP/eta_mS
  qreceptor_1[j]=Pc_1[j]-Q_rad_1[j]-Q_conv_1[j]
  Q_rad_1[j] =A_recep_1[j]*h_rad1*(T_recp-T_inf)
  Q_conv_1[j] =A_recep_1[j]*h_conv1*(T_recp-T_inf)
  Pc_1[j]=Is*A_recep_1[j]*eta_opt*C_1[j]
  A_recep_1[j]=pi*D_recp_1[j]^2/4
  D_recp1_1[j]=D_recp_1[j]*100
  C_1[j]=A_conc_1[j]/A_recep_1[j]
  A_conc_1[j]=pi*D_con_1[j]^2/4
End

```

"Dimensionamiento concentrador"

N3=25

```

Duplicate jjj=1;N3
  phi[jjj]=jjj*5
  f[jjj]=(D_con)/(4*Tan(phi[jjj]/2))
  h[jjj]=D_con^2/(16*f[jjj])
End

```

$C_{ratio} = C_1 [10]$
 $PC_{SM} = Pc_1 [10]$
 $A_{receptor} = A_{recep_1} [10]$
 $C_{ratio} = A_{conc} / A_{receptor}$
 $A_{conc} = \pi * D_{con}^2 / 4$

Apéndice B. Sección de código con condiciones ambientales de BUCARAMANGA

"Dimensionamiento receptor, preliminar"
 {Constantes de diseño}

$I_s = 211 \text{ [W/m}^2\text{]}$ {irradiacionsolar}
 $T_{inf} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$ {Temperatura ambiente}
 $T_{recp} = 44 \text{ [}^\circ\text{C]}$ {Temperatura maxima del receptor}
 $\epsilon = 0.8$ {emisividad}
 $\eta_{opt} = 0.9$ {eficiencia optica}
 $KB = 5.670373E-8$ {Temperatura ambiente}
 $\eta_{mS} = 0.01$
 $q_{receptor} = P_{HP} / \eta_{mS}$ {potencia requerida}
 $q_{receptor} = Pc - Q_{rad} - Q_{conv}$ {balance de energia}
 $Q_{rad} = A_{recep} * h_{rad} * (T_{recp} - T_{inf})$ {perdida de calor por radiacion}
 $Q_{conv} = A_{recep} * h_{conv} * (T_{recp} - T_{inf})$ {perdida de calor por conveccion}
 $h_{conv} = 5.7 + 3.8$ {coeficiente de transferencia de calor por conveccion}
 {coeficiente de transferencia de calor por radiacion}
 $h_{rad} = \epsilon * KB * (T_{recp}^2 + T_{inf}^2) * (T_{recp} - T_{inf})$
 $Pc = I_s * A_{recep} * \eta_{opt}$ {Potencia por captacion solar}
 $A_{recep} = \pi * D_{recp}^2 / 4$

